

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO DE TRACCIÓN HUMANA
(VTH), ENFOCADO A LA MOVILIDAD SOSTENIBLE Y ADAPTABLE A LAS
CONDICIONES DEL TERRENO EN EL MUNICIPIO DE MONTERÍA**

ALAN GARCÍA NEGRETE

AMAURY ALBERTO PEÑA DORIA

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

MONTERÍA

2017

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO DE TRACCIÓN HUMANA
(VTH), ENFOCADO A LA MOVILIDAD SOSTENIBLE Y ADAPTABLE A LAS
CONDICIONES DEL TERRENO EN EL MUNICIPIO DE MONTERÍA**

ALAN GARCÍA NEGRETE

AMAURY ALBERTO PEÑA DORIA

DIRECTOR

Ing. YAHIR ENRIQUE GONZÁLEZ DORIA, M.Sc

UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

MONTERÍA

2017

**La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del
proyecto, serán responsabilidad de los autores.**

Artículo 61, acuerdo N° 093 del 26 de noviembre de 2002 del consejo superior.

Nota de aceptación

Firma del director

Firma del jurado

Firma del jurado

*En primer lugar a Dios, gracias por
bendecir mi vida y permitirme llegar a este
momento tan especial.*

*A mi madre, Idalides eres el pilar más
importante en vida, me demuestras siempre
tu apoyo y cariño, me has sabido formar
con buenos valores, con los que he salido
adelante en los momentos más difíciles.*

*A mi hermano, por siempre soportarme,
ayudarme y estar luchando junto a mí.*

*A mi padre y mi abuela, a pesar de haberlos
perdido, siento que están conmigo siempre,
me cuidan, me guían y sé que este momento
es tan especial para ustedes como para mí.*

*Gracias a todas las personas que son
especiales en mi vida, por impulsarme y
compartir a mi lado grandes momentos; en
especial a Luisa Fernanda Páez Vital.*

Amaury Alberto Peña Doria.

*Principalmente a Dios, por permitirme
culminar de forma exitosa cada uno de los
logros que he conseguido hasta este
momento.*

*A mi familia, mis padres y hermanos, que
han sido la base fundamental para inculcar
todas las capacidades y actitudes que
caracterizan lo que soy y lo que puedo
llegar a ser en la vida.*

*A mis amigos, compañeros, conocidos y
todos aquellos que creyeron en mí, sin
dudar en ningún momento para obtener este
nuevo logro.*

Alan García Negrete.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN.....	15
2. OBJETIVOS	18
2.1. OBJETIVO GENERAL	18
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
3. GENERALIDADES	19
3.1. VEHÍCULO DE TRACCIÓN HUMANA.....	19
3.2. VTH RECLINADO (RECUMBENT)	19
3.3. SISTEMA DE PLEGADO (BICICLETA)	19
3.4. CHASIS	20
3.5. TERRENO RURAL Y URBANO DE MONTERÍA.....	20
3.6. ANTROPOMETRÍA Y BIOMECÁNICA.....	21
3.7. SISTEMA Y GEOMETRÍA DE DIRECCIÓN	22
3.8. SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE EJE RÍGIDO.....	30
3.9. SISTEMA DE TRANSMISIÓN MECÁNICA	31
3.10. FRENOS	32
3.11. ERGONOMÍA.....	33
3.12. ELEMENTOS DE SEGURIDAD	33
3.13. DISEÑO BASADO EN LA X-BILIDAD (DESIGN FOR X).....	33
3.14. ANÁLISIS DINÁMICO	34
4. DISEÑO DEL VTH.....	45
4.1. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DEL DISEÑO DEL VTH.....	46
4.2. CARACTERÍSTICAS Y PARÁMETROS DETERMINADOS	50
4.3. PROCESO DE DISEÑO DEL VTH	62
5. CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN	137
5.1. PROCESOS DE MANUFACTURA.....	137
5.2. EVALUACIÓN.....	141
5.3. VALIDACIÓN	138

6. RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	151
6.1. ANÁLISIS DE LA EVALUACIÓN	151
6.2. ANÁLISIS DE LA VALIDACIÓN	158
7. CONCLUSIONES.....	178
8. RECOMENDACIONES.....	181
9. BIBLIOGRAFÍA	182
10. ANEXOS	185

LISTADO DE ANEXOS

Anexo 1. Coeficientes de fricción.....	185
Anexo 2. Valores de coeficientes de rodadura.....	185
Anexo 3. Selección de ángulos de deslizamiento SAE	185
Anexo 4. Recorrido zona rural (1)	186
Anexo 5. Recorrido zona rural (2)	186
Anexo 6. Neumáticos Victory y su tecnología antipinchazos	187
Anexo 7. Imagen de diferentes densidades en TPI	187
Anexo 8. Evidencias de recorridos	187

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación del territorio municipal de Montería.	21
Tabla 2. Diseño para la x – bilidad.	34
Tabla 3. Características de los materiales seleccionados.	65
Tabla 4. Variables a considerar para el cálculo de la fuerza en el impacto.	70
Tabla 5. Fuerzas de impacto calculadas	71
Tabla 6. Secciones para simulaciones con su carga crítica	73
Tabla 7. Dimensiones comerciales utilizadas en las iteraciones	76
Tabla 8. Esfuerzos críticos obtenidos para cada tubería en las diferentes iteraciones	76
Tabla 9. Dimensiones finales seleccionadas	77
Tabla 10. Resultados finales de las simulaciones	78
Tabla 11. Resultados de la simulación de espigas	81
Tabla 12. Características de los materiales seleccionados.	84
Tabla 13. Factor de carga de acuerdo al tipo de carga	101
Tabla 14. Resultados de iteraciones eje delantero.....	102
Tabla 15. Resultados de iteraciones eje trasero.....	108
Tabla 16. Características y referencias de los frenos	117
Tabla 17. Procesos de manufactura aplicados en el VTH.....	140
Tabla 18. Datos tomados y calculados de la prueba experimental.....	163

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Distribución del terreno urbano y rural.....	20
Figura 2. Representación de los parámetros básicos de la geometría de dirección.	22
Figura 3. Representación de la Track width (Vía) de un vehículo	23
Figura 4. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de la ruedas.....	23
Figura 5. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas	24
Figura 6. Representación de la Batalla (Wheelbase).....	25
Figura 7. Avance ó Caster. Posiciones positiva y negativa	26
Figura 8. Efecto del ángulo caster y efecto “cono” de la combinación de ángulos.....	26
Figura 9. Ángulo de Convergencia (toe)	27
Figura 10. Geometría de giro de un vehículo	28
Figura 11. Presión y desgaste de neumáticos	30
Figura 12. Suspensión Rígida.....	31
Figura 13. Cadenas de eslabones planos enlazados por pernos.....	31
Figura 14. Cargas dinámicas sobre un vehículo	37
Figura 15. Línea de dirección neutral en un vehículo	43
Figura 16. Transferencia de carga lateral total	44
Figura 17. Diseño final del VTH.....	45
Figura 18. Partes fundamentales del VTH	46
Figura 19. Despiece de las partes fundamentales del VTH.....	49
Figura 20. Características de la estructura del VTH.....	51
Figura 21. Distribución del compuesto 2C-MTB	56
Figura 22. Estructura de los tacos del neumático seleccionado	57
Figura 23. Características de barra antivuelco.....	59
Figura 24. Condiciones ergonómicas establecidas y resultados derivados	60
Figura 25. Sistema de suspensión del VTH.....	62
Figura 26. Diseño del chasis para el VTH en 3D	63
Figura 27. Secciones del VTH y puntos sometidos a cargas	67
Figura 28. Centro de gravedad del vehículo.....	67
Figura 29. Dimensiones del resalto	69
Figura 30. Coordenadas del punto “P” de impacto inicial	69
Figura 31. Modelo choque con resalto	70
Figura 32. Fuerzas de impacto actuantes sobre el vehículo	71
Figura 33. Cargas determinadas para la barra antivuelco.....	72
Figura 34. Catalogo tubería circular negra COLMENA	74
Figura 35. Catálogo tubería rectangular negra COLMENA.....	75
Figura 36. Simulación crítica para la tubería principal	79
Figura 37. Simulación crítica para la tubería secundaria.....	79
Figura 38. Simulación crítica para las placas.	80
Figura 39. Simulación crítica para las espigas.	81
Figura 40. Esfuerzo de tracción máximo para pernos ejes	83
Figura 41. Esfuerzo de tracción máximo para pernos de acople	84

Figura 42. Características del sistema de transmisión	85
Figura 43. Sistema de transmisión propuesto.....	86
Figura 44. Resumen de la tabla de capacidad e interpolación.....	89
Figura 45. Dimensiones de la cadena estándar sencilla N° 35	90
Figura 46. Factores de hileras múltiples K_2	91
Figura 47. Factores de corrección K_1	91
Figura 48. Reacciones sobre los rodamientos eje delantero	97
Figura 49. Diagramas de momento flector para eje delantero.....	98
Figura 50. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	100
Figura 51. Reacciones sobre los rodamientos eje trasero	103
Figura 52. Diagramas de momento flector para eje trasero.....	104
Figura 53. Rodamientos rígidos de bolas de una hilera.....	110
Figura 54. Fuerzas de frenado actuantes en el vehículo	112
Figura 55. Diagrama de estados del VTH	114
Figura 56. Mecanismo de Ackerman.....	119
Figura 57. Geometría de Ackerman en el radio mínimo	120
Figura 58. Esquema de la pista de prueba de aceleración	142
Figura 59. Esquema de la pista de prueba de frenado	144
Figura 60. Esquema de la pista de prueba de aceleración lateral	147
Figura 61. Modelo de bicicleta SAE	148
Figura 62. Esquema de la pista de prueba de vuelco.....	149
Figura 63. Esquema de la pista de prueba de maniobrabilidad	150
Figura 64. Primer recorrido en terreno urbano.....	151
Figura 65. Segundo recorrido en terreno urbano.....	152
Figura 66. Tercer recorrido en terreno urbano	152
Figura 67. Recorridos en suelo urbano.....	153
Figura 68. Recorrido único en terreno rural	154
Figura 69. Punto final de recorrido corregimiento de Guateque.	154
Figura 70. Recorrido en suelo rural.....	155
Figura 71. Evaluación del sobrepaso a la pendiente máxima.....	155
Figura 72. Evaluación de la movilidad del VTH en un sendero peatonal.	156
Figura 73. Evaluación del abordaje en un planchón.....	156
Figura 74. Evaluación la movilidad en escaleras.	156
Figura 75. Evaluación del sistema de plegado.	157
Figura 76. Evaluación del espacio ocupado en una oficina.....	157
Figura 77. Velocidad media en función del tiempo.....	159
Figura 78. Velocidad en función del tiempo.	159
Figura 79. Desaceleración en función de la velocidad.	164
Figura 80. Prueba de vuelco.	174
Figura 81. Pista de la prueba de maniobrabilidad.	176
Figura 82. Determinación de los ángulos de corrección direccional.....	177
Figura 83. Prueba de choque contra el resalto.....	178

RESUMEN

Este estudio describe el proceso de diseño, construcción y validación, de un vehículo de tracción humana de tipo reclinado (VTH recumbent), el cual está enfocado a la política de movilidad sostenible y es adaptable a las condiciones del terreno en el municipio de Montería. El propósito de este vehículo es que sea una alternativa de transporte para las personas de la zona rural y urbana de la ciudad, contribuyendo significativamente en la reducción de la contaminación. Se utilizan metodologías de diseño basadas en la x-bilidad e ingeniería concurrente, que facilitaron y simplificaron el diseño, fabricación, tiempo, costo y utilización del producto. Se establecen las cargas máximas que arrojaran las condiciones de terreno más adversas ejecutando análisis estáticos para el chasis, mediante simulaciones por computador. Se muestra la evaluación de su uso en los diferentes terrenos para los cuales se puede adaptar, se realiza la validación mediante un análisis dinámico del prototipo, donde se determina su comportamiento usando modelos analíticos o por experimentación, en cuanto a la aceleración, frenado, resistencia a la rodadura, estabilidad, maniobrabilidad, transferencia de carga, vuelco e impacto y se concluye que el VTH adquiere buenas propiedades debido a la implementación de las características recomendadas, el buen aporte del diseño en detalle sobre el aumento del rendimiento en la construcción, ahorro de costos y tiempo; finalizando con la deducción de las variables dinámicas que se generan y cómo estas afectan las capacidades del vehículo.

Palabras Claves: x-bilidad, Movilidad sostenible, Vehículo de Tracción Humana, Subviraje.

ABSTRACT

This study describes the design, construction and validation process of a recumbent human traction vehicle (VTH recumbent), which is focused on the sustainable mobility policy and is adaptable to the terrain conditions in the municipality of Montería. The purpose of this vehicle is to be an alternative transportation for people in the rural and urban area of the city, contributing significantly in reducing pollution. Design methodologies based on x-bility and concurrent engineering are used, which facilitated and simplified the design, manufacture, time, cost and use of the product. It establishes the maximum loads that gave the most adverse terrain conditions by performing static analysis for the chassis, using computer simulations. It shows the evaluation of its use in the different terrains for which it can be adapted, the validation is carried out by means of a dynamic analysis of the prototype, where its behavior is determined using analytical models or by experimentation, as for acceleration, braking, rolling resistance, stability, maneuverability, load transfer, rollover and impact and it is concluded that the VTH acquires good properties due to the implementation of the recommended characteristics, the good contribution of the design in detail on the increase of the performance in the construction, saving costs and time; ending with the deduction of the dynamic variables that are generated and how these affect the capabilities of the vehicle.

Keywords: x- bility, Sustainable mobility, Human Traction Vehicle, Understeer.

1. INTRODUCCIÓN

El campo de las alternativas de transporte a nivel mundial, día a día ofrece mayor envergadura desde que se es consciente que la contaminación afecta “la salud” del planeta. Según el Plan Maestro de Cambio Climático (PMCC) de la ciudad de Montería, el uso de vehículos con motor de combustión, genera contaminación ambiental. Se argumenta en este, que las emisiones de CO_2eq en el transporte, están en una cifra de 166 mil toneladas de Dióxido de Carbono equivalente, lo que representa el 53% de las emisiones en la zona urbana. El monóxido de carbono, los óxidos de nitrógeno y la materia particulada (CO, NO_x, PM), provienen del transporte público afectando la salud y calidad del aire (PMCC, 2011), que según cifras es una de las diez primeras causas de muerte en Colombia (Montería sostenible, 2015). El uso de las motocicletas también genera contaminación principalmente las de dos tiempos y una alta accidentalidad, 35 choques diarios en promedio donde están involucradas (Secretaría de tránsito local, 2014).

Al movilizarse por la zona rural de Montería, se evidencia que no se cuenta con una cobertura total de transporte público, debido a una insuficiencia en la malla vial, gran parte del terreno es arcilloso y en épocas de lluvias estos problemas se agudizan, lo que hace que se encarezca el transporte y se genere una desigualdad de oportunidades para la población de la zona rural (Plan de Gobierno Montería, 2012). En la zona urbana, se generan trancones en horas pico y con esto el tiempo de llegada a un determinado destino crece; también se evidencia un elevado costo en el Sistema Estratégico de Transporte Público (SETP).

Colombia y en particular la ciudad de Montería, en sus políticas promueve esta clase de desarrollos, siendo esta la ganadora del premio como ciudad sostenible del planeta en 2014,

y en su apuesta de más alto impacto, Montería logró que más del 12% de su población se movilizara en vehículos de tracción humana como las bicicletas (El Espectador, 2014). Por todas estas razones, se hace posible implementar una alternativa vehicular, como lo es un VTH, representando este un avance para mejorar la calidad de vida, ambiente y transporte, de la población tanto urbana como rural (Plan de Gobierno Montería, 2012). El plan Montería sostenible, promueve el transporte no motorizado como uno de los mecanismos para fomentar la transformación urbana e integrar los modos de transporte, con el fin de generar una ciudad sostenible y saludable. Buscando que esta movilidad sea un vector de progreso para el municipio (Montería sostenible, 2015).

La utilización de un VTH, genera beneficios como la disminución significativa en la probabilidad de riesgos o aparición de enfermedades cardiovasculares, presión arterial, diabetes y cáncer (Montería sostenible, 2015), esto se da como consecuencia de la actividad física. Según Luis Fernando Gómez MD MPH, profesor de la facultad de medicina de la Pontificia Universidad Javeriana, los músculos de las extremidades inferiores adquieren buena movilidad lo cual contrarresta el incremento de grasas en la sangre (colesterol), además se disminuye la probabilidad de sufrir de depresión y trastornos de ansiedad. El uso de estos vehículos también ayuda en el cumplimiento de los retos que se establecieron en el PMCC, como es reducir en un 5% las emisiones de CO_2eq , disminuir los contaminantes que afectan la calidad del aire y promover la construcción sostenible, reduciendo con esto el uso de recursos naturales y energético (PMCC, 2011).

Se han diseñado vehículos de tracción humana, para usos de competición, recreación y como alternativa de transporte, figurando aquí el VTH urbano para la ciudad de Montería, con

buenas características de estabilidad y distribución de peso, presentado por Agudelo H., & Violet A., en 2015. Knaus B., Basmadjian P., Supat N., estudiantes de la Universidad Politécnica del Estado de California presentaron el proyecto “ASME Human Powered Vehicle” donde se diseña y construye un VTH, teniendo en cuenta consideraciones importantes en la dirección y ergonomía. Se resaltan los documentos presentados por Milliken D., & Milliken W., en 1995 junto al de Gillespie T., en 1992; donde se muestran las fórmulas de las teorías físicas, usadas por la SAE para realizar los análisis dinámicos de cualquier vehículo. Cada una de estas investigaciones posee elementos que pueden resolver muchos de los requerimientos planteados, pero no se encontró un vehículo que cuente con un sistema que permita tener la posibilidad de adaptarse a dos tipos de terreno en particular o realizar un plegado para facilitar la movilidad y ahorrar espacio.

Por estas consideraciones anteriores, en este documento se describe el proceso que entrega como resultado un VTH, el cual ofrece ser una alternativa en la búsqueda de soluciones a los problemas planteados, en particular se muestra cómo puede adaptarse a cada terreno o plegarse, mediante un sistema de modificación en su chasis. Se describen las diferentes características que presenta. Se indica que la principal ventaja de este diseño, está en que puede ser implementado dentro de las rutinas diarias como ir y venir del campo, trabajo, universidad o para hacer deporte y cuyo objetivo es brindar un transporte alternativo a la población, como un método que permite mitigar muchos de los problemas que se presentan en salud, medio ambiente, transporte y políticas de desarrollo.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un vehículo de tracción humana (VTH) combinado-articulado, enfocado a la movilidad sostenible y adaptable a dos tipos de terreno, como una alternativa de transporte para el municipio de Montería.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las características y parámetros del VTH, de acuerdo a su tipo de movilidad y los sistemas presentes en este.
- Diseñar un VTH, con base en las características y parámetros establecidos.
- Construir y Validar el VTH, siguiendo los parámetros de diseño y corroborando sus características.

3. GENERALIDADES

3.1. VEHÍCULO DE TRACCIÓN HUMANA

Los vehículos de tracción humana (VTH) son cualquier vehículo impulsado exclusivamente por la fuerza muscular del ser humano; los diseños de estos varían según la función y el objetivo que se pretendan (Ariza et al., 2014). Un VTH sostenible, es para muchas personas un transporte ideal en la ciudad, sin embargo, con la implementación de nuevas tecnologías y la búsqueda de innovación, en muchos países se ha acelerado el desarrollo de bicicletas reclinadas y triciclos reclinados los cuales además de poseer importantes ventajas con respecto a las convencionales, constituyen nuevas alternativas de transporte para los ciudadanos (Agudelo & Violet, 2015).

3.2. VTH RECLINADO (RECUMBENT)

Un VTH reclinado, es un triciclo en el que el usuario conduce en una posición reclinada. Esta posición es adoptada por razones ergonómicas y puede incurrir en otras ventajas que mejoran su rendimiento frente a una bicicleta. Dentro de las ventajas están, una mejor estabilidad, aerodinámica, velocidad, seguridad y utilidad (Agudelo & Violet, 2015).

3.3. SISTEMA DE PLEGADO (BICICLETA)

Se define para un VTH tipo bicicleta, debido a que no se encontró en la documentación esta definición para un VTH tipo recumbent. Este sistema se compone por bisagras y broches, los cuales permiten plegar o desplegar la bicicleta, es decir, pasar del uso de la bicicleta a su modo transportable y viceversa. Las bicicletas plegables pueden subir al transporte público e introducirse en oficinas y departamentos (Hernández, Jiménez, & Vázquez, 2013).

3.4. CHASIS

Es la estructura base de construcción del vehículo. Tiene por función sustentar sobre él, todos los sistemas que componen el vehículo, así mismo pasajeros, carga, sistema de dirección, frenos, suspensión y transmisión; permitiendo la relación entre ellos (Pauta & Villacís, 2012).

3.5. TERRENO RURAL Y URBANO DE MONTERÍA

El municipio de Montería se divide en cinco tipos de suelos, como lo muestra la figura 1 y la tabla 1. A lo largo de todo el municipio se encuentran los distintos corregimientos y en la parte nororiental se localizan el área urbana como núcleo principal, donde se concentra la mayor parte de la población. Desde todos estos corregimientos, que se denominan zona rural hasta el sector principal, que se denomina zona urbana, existen gran cantidad de caminos y trochas. El terreno rural se compone por un 78,1% del total de suelos del municipio. El terreno urbano es más distribuido, este se compone de los suelos en expansión, suburbano y urbano, es decir este representa el 2,4% del total del municipio.

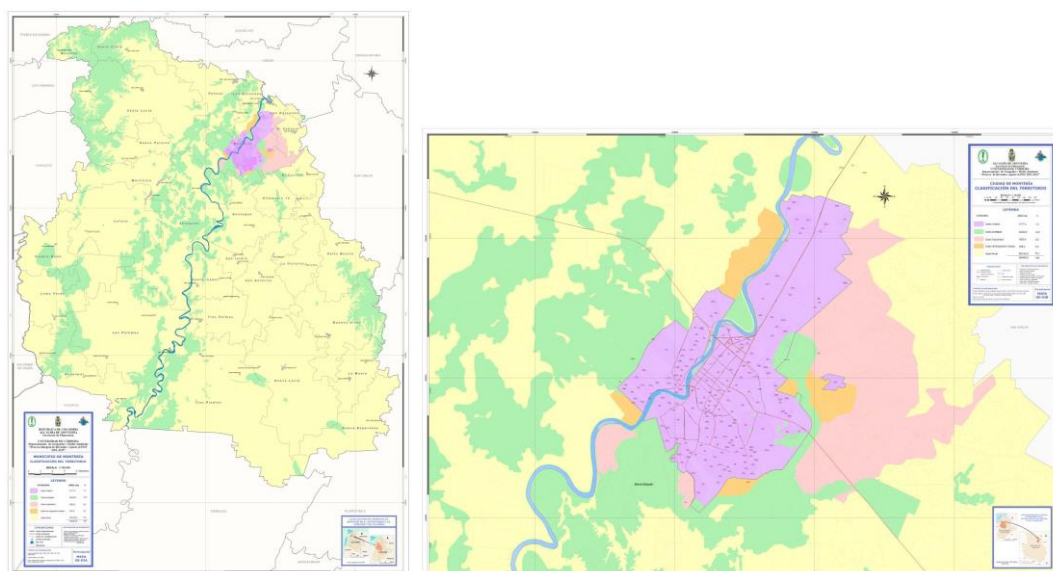


Figura 1. Distribución del terreno urbano y rural **Fuente:** Alcaldía de Montería, 2015.

Clasificación del territorio de la ciudad de Montería

Categoría	Área (ha)	Porcentaje (%)
Suelo urbano	4177,4	1,3
Suelo de expansión	659,4	0,2
Suelo suburbano	3002,8	0,9
Suelo rural	250184,2	78,1
Suelo protegido	62438,2	19,5
Total suelo municipal:	320462	100

Tabla 1. Clasificación del territorio municipal de Montería. Terreno urbano 2,4%; terreno rural 78,1% **Fuente:** Equipo técnico de revisión y ajuste del POT 2002-2015.

3.6. ANTROPOMETRÍA Y BIOMECÁNICA

El hecho de no tener en cuenta las características físicas de los humanos al diseñar sistemas o equipos puede plantear demandas y restricciones innecesarias al usuario. La antropometría es la medición científica y la recopilación de datos sobre las características físicas de los humanos y la aplicación (antropometría de ingeniería) de estos datos en el diseño y evaluación de sistemas, equipos, productos manufacturados, ambientes hechos por el hombre e instalaciones. La biomecánica describe las características mecánicas de los sistemas biológicos, en este caso el cuerpo humano, en términos de medidas físicas y modelos mecánicos. Este campo es interdisciplinario (principalmente antropometría, mecánica, fisiología e ingeniería). Sus aplicaciones se dirigen a las estructuras mecánicas, la fuerza y la movilidad de los seres humanos con fines de resolver problemas de ingeniería (Federal Aviation Administration, 2009).

3.7. SISTEMA Y GEOMETRÍA DE DIRECCIÓN

Define el conjunto de parámetros que establece el posicionamiento relativo de todos los elementos con relación al vehículo y al terreno. El propósito de realizar un análisis de la dirección es de brindar al conductor un vehículo con un comportamiento seguro y pre-establecido. Algunos de estos parámetros no disponen de una nomenclatura adaptada al español, por lo que en general se utilizará la denominación original en inglés con su traducción al castellano (en caso de que la haya) entre paréntesis. La figura 2 muestra gráficamente distintos parámetros que se definen a continuación:

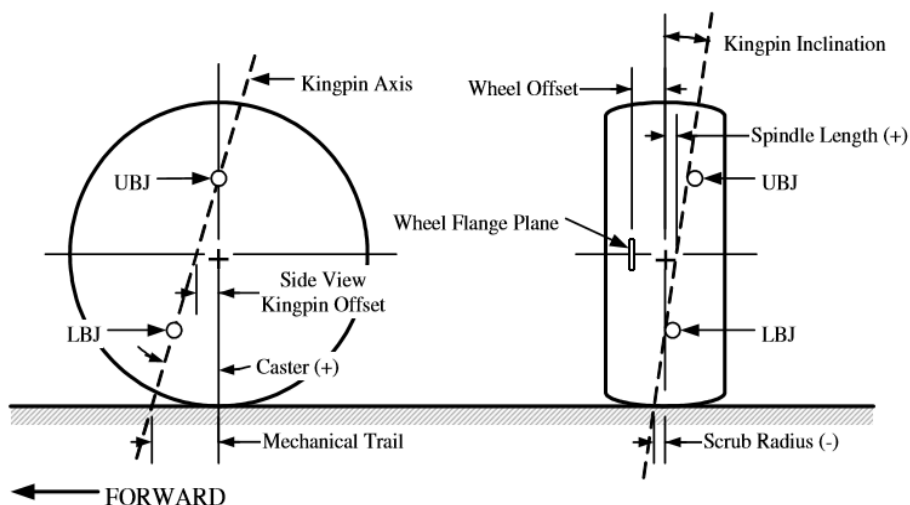


Figura 2. Representación de los parámetros básicos de la geometría de dirección. Vista frontal y lateral **Fuente:** Theander, 2004.

3.7.1. Track width (Vía)

La track width del vehículo es la distancia entre los centros de las huellas de contacto de los neumáticos con el suelo en un mismo eje (delantero o trasero). Este parámetro determina en gran medida la estabilidad lateral del vehículo (Agustí & Bejarano, 2015), la figura 3 muestra gráficamente éste parámetro:

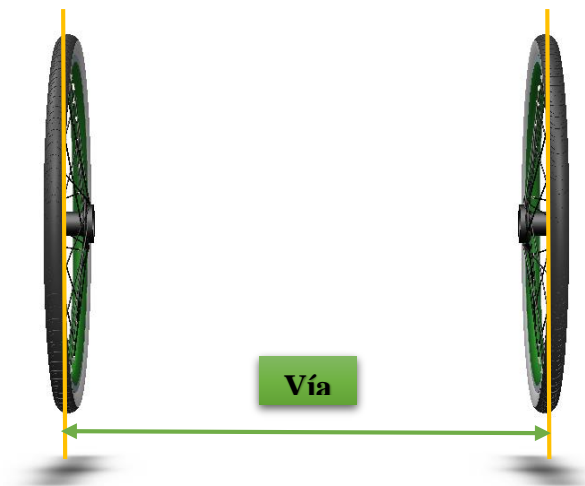


Figura 3. Representación de la Track width (Vía) de un vehículo. Vista frontal
Fuente: Elaboración propia.

3.7.2. Ángulo kingpin (Ángulo de salida)

Se llama ángulo de salida al ángulo (A_s) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A' (MecanicaVirtual.org, 2014).

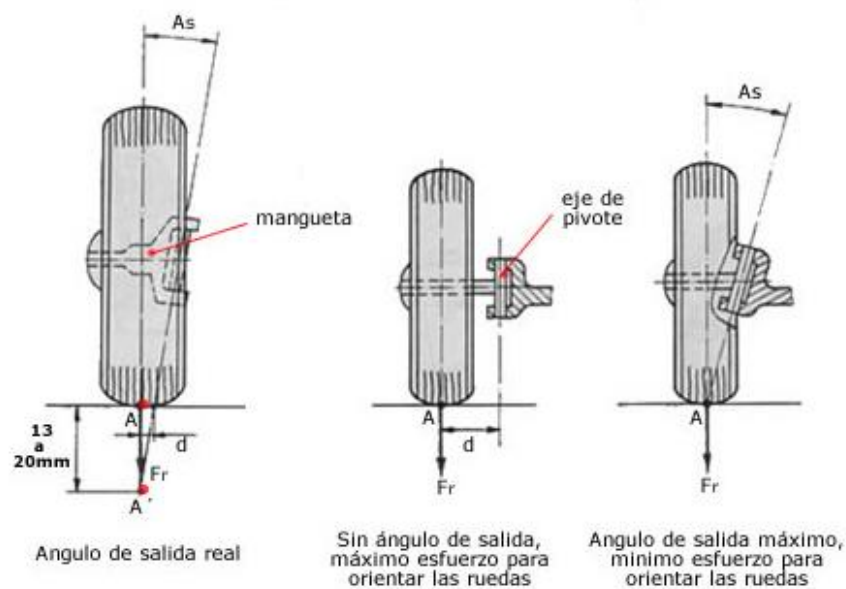


Figura 4. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de la ruedas
Fuente: MecanicaVirtual.org, 2014.

Este ángulo forma un eje kingpin, línea que une los puntos del inicio y del final la mangueta: Upper Ball Joint, UBJ, y Lower Ball Joint, LBJ (Agustí & Bejarano, 2015).

3.7.3. Scrub radius

Es la distancia que separa el centro de la huella de contacto del neumático y el punto de intersección entre el suelo y la prolongación de la línea que une los dos puntos de unión en la mangueta (eje kingpin). Este parámetro adquiere valores negativos cuando el segundo de los dos puntos mencionados se aleja del centro del vehículo (Agustí & Bejarano, 2015), en la figura 2 se muestra representado.

3.7.4. Ángulo camber (ángulo de caída)

Se define como la diferencia angular entre el plano de la rueda y el plano vertical del vehículo. Este ángulo se considera positivo cuando la parte superior de la rueda se aleja del vehículo y negativo cuando la parte superior se aproxima a este (Agustí & Bejarano, 2015). La figura 5 muestra gráficamente éste parámetro:

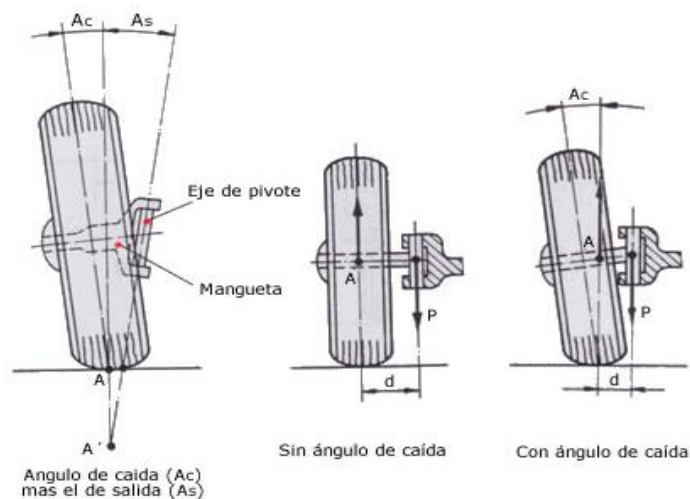


Figura 5. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas

Fuente: MecanicaVirtual.org, 2014.

3.7.5. Wheelbase (Batalla)

La batalla es la distancia entre los centros de las huellas de contacto de los neumáticos con el suelo en los ejes delantero y trasero. Esta distancia se mide paralela al eje longitudinal del vehículo (Agustí & Bejarano, 2015), la figura 6 muestra gráficamente éste parámetro:

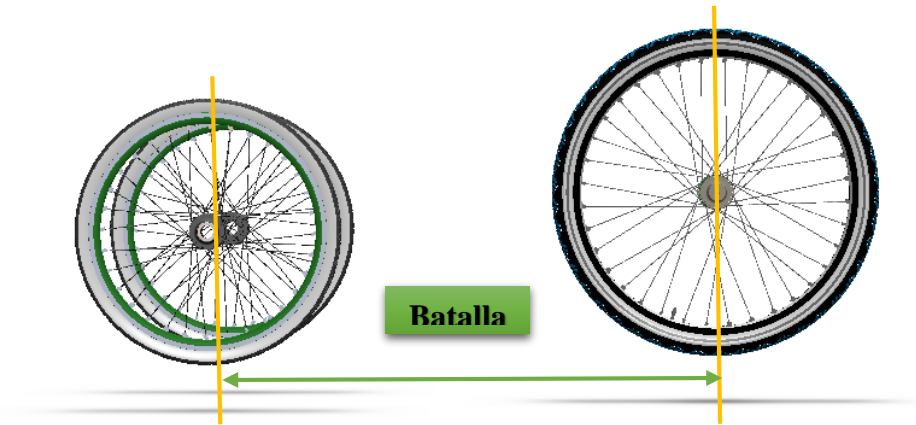


Figura 6. Representación de la Batalla (Wheelbase). Distancia entre centros de un vehículo
Fuente: Elaboración propia.

3.7.6. Ángulo caster (ángulo de avance)

El ángulo caster es el formado por el eje kingpin y el eje vertical del vehículo considerado desde la vista lateral. Dicho ángulo adquiere carácter positivo cuando el punto inferior del eje kingpin se encuentra más adelante en el eje longitudinal del vehículo que el punto superior del mismo (Agustí & Bejarano, 2015), en la figura 7 se muestra representado gráficamente. Cuando la rueda realiza un giro se genera el efecto del ángulo de avance sobre esta y junto al ángulo de salida generan un “efecto cono” como se observa en la figura 8, el cual le brinda características de estabilidad en curva al VTH.

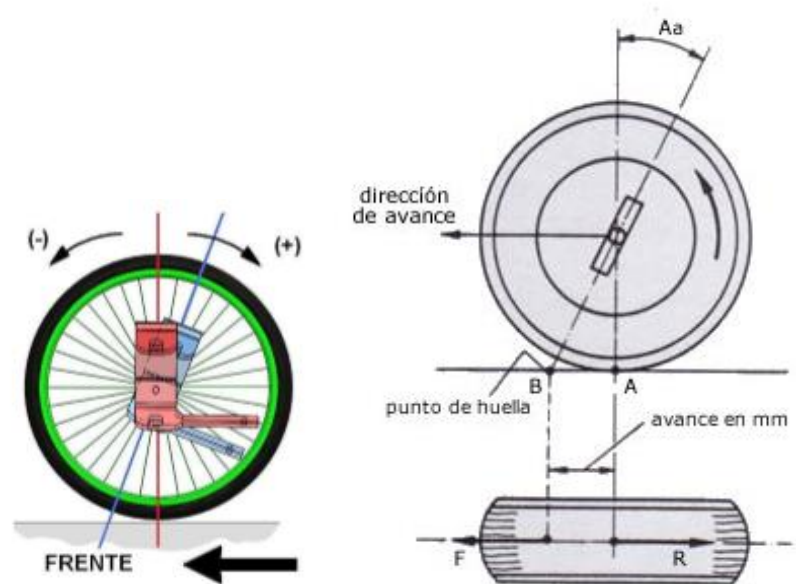


Figura 7. Avance ó Caster. Posiciones positiva y negativa (Patiño, 2012); vista lateral y superior **Fuente:** MecanicaVirtual.org, 2014.

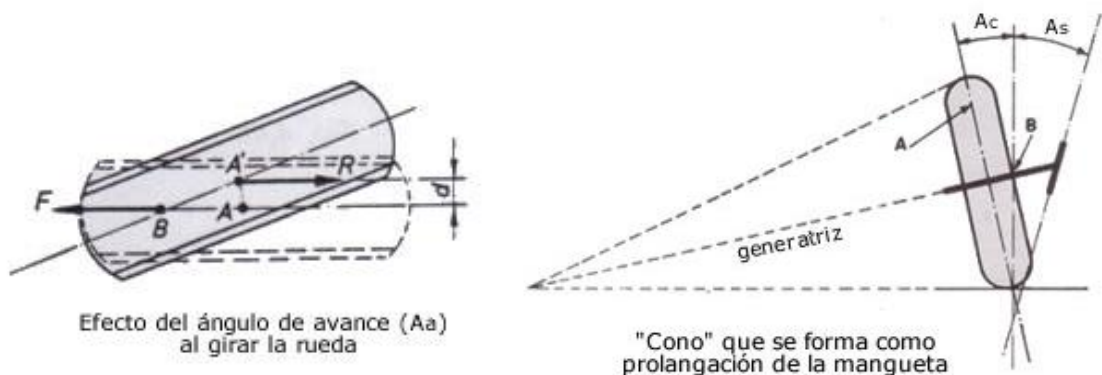


Figura 8. Efecto del ángulo caster y efecto “cono” de la combinación de ángulos. Giro de ruedas **Fuente:** MecanicaVirtual.org, 2014.

3.7.7. Convergencia (toe)

La convergencia o paralelismo de las ruedas es la posición que ocupan las dos ruedas con respecto al eje longitudinal del vehículo. Se aprecia en la diferencia existente entre las partes delanteras y traseras de las llantas a la altura del eje de la llanta. Puede ser tomada como medida lineal en milímetros o como una medida angular en grados. La convergencia

contrarresta el par de orientación que se forma debido al empuje y el rozamiento de la rueda y que tiende a abrirla, esto constituye la razón por la cual los vehículos con propulsión trasera tienen mayor convergencia que los de tracción delantera (Pérez J., 2011).

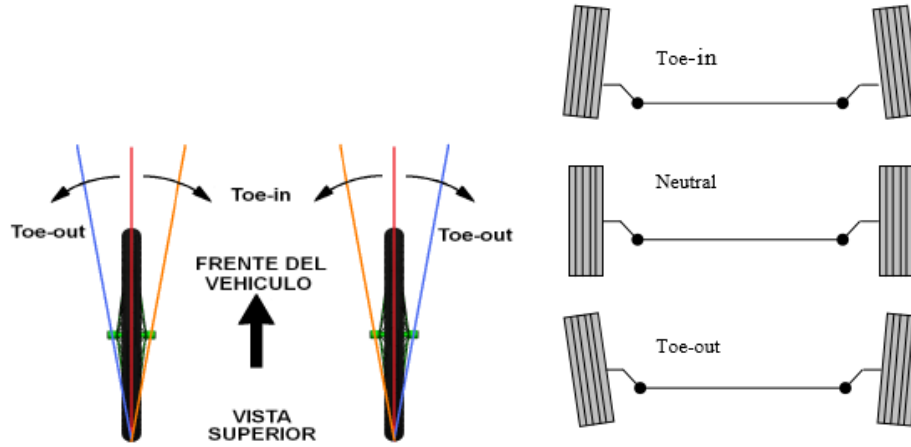


Figura 9. Ángulo de Convergencia (toe). Toe in/out SAE J670e **Fuente:** Patiño, 2012.

3.7.8. Aplicación de la condición de Ackerman

La traslación lateral generada por la dirección es conducida mediante barras a los brazos de los bujes de las ruedas. La geometría de este mecanismo normalmente no es un paralelogramo (que giraría el mismo ángulo ambas ruedas), sino un trapecioide muy aproximado a la geometría de “Ackerman” que hace girar un ángulo mayor a la rueda interior que a la exterior. El cumplimiento de la condición de Ackerman, implica que los ángulos de las ruedas, para la geometría ideal de giro están dados por:

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{2L}{4L+t} \right) \quad (1)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{2L}{4L-t} \right) \quad (2)$$

El ángulo medio de las ruedas delanteras se define como ángulo de Ackerman:

$$\delta = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R} \right) \quad (3)$$

Los términos Dirección de Ackerman o Geometría de Ackerman (o simplemente Ackerman) son frecuentemente usados para denotar la geometría de las ruedas delanteras según la figura:

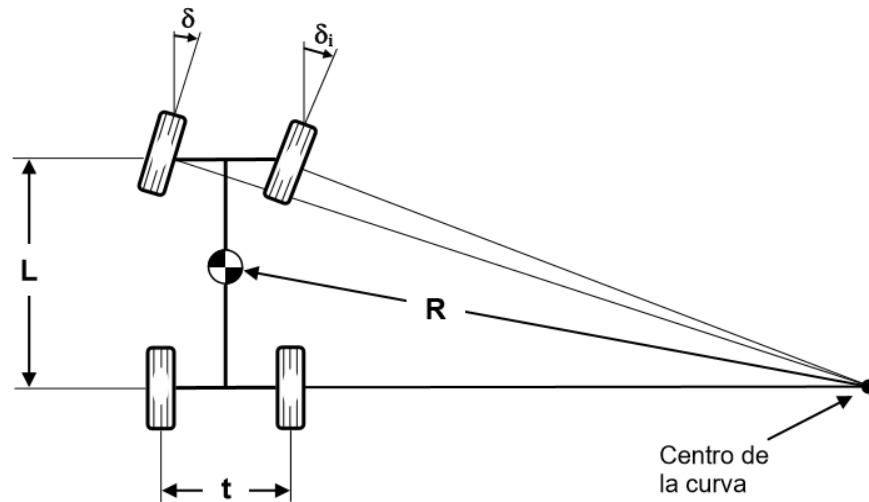


Figura 10. Geometría de giro de un vehículo **Fuente:** Velasco, Oliva, & Sánchez, 2013.

Radio de giro máximo

Este radio viene dado de forma tal que el vehículo pueda girar describiendo un círculo de diámetro n veces mayor al de la distancia entre ejes. La distancia (t) entre pivotes recibe el nombre de vía, la distancia (L) entre ejes es llamada a su vez batalla (Mateus & Pérez, 2009).

3.7.9. Otras características del sistema de dirección

Suavidad

El manejo de la dirección se ha de realizar sin esfuerzo, ya que si la dirección es dura, la conducción se hace difícil y fatigosa, lo que representa un cierto peligro por la dificultad que representa su accionamiento (Pérez J., 2011).

Precisión

Consiste en la respuesta con exactitud de la dirección en función de las circunstancias, que no sea ni dura ni blanda, para que las maniobras del conductor se transmitan con precisión. Para ello no ha de haber holguras excesivas entre los órganos de la dirección; las cotas de la dirección han de ser correctas, el desgaste debe ser simétrico en los neumáticos y su presión adecuada (Pérez J., 2011).

Estabilidad

Es la aptitud que tiene un vehículo para mantener la trayectoria indicada por el conductor, tanto en recta como en curva. Evita tener que efectuar correcciones frecuentes y bruscas a altas velocidad (Pérez J., 2011).

Subviraje, Sobreviraje y neutral

Hacen referencia al comportamiento del vehículo al enfrentar una curva, cuando tiende a irse de trompa debido a que el ángulo de deriva de las ruedas delanteras es mayor, ya que se tiene una fuerza centrífuga elevada; así las ruedas delanteras son “exteriores” respecto a las traseras, a esto se le denomina subviraje. Cuando tiende a irse de cola debido a que el ángulo de deriva de las ruedas traseras es mayor se produce el sobreviraje. Cuando se mantiene la trayectoria el comportamiento se denomina neutral (Mateus & Pérez, 2009).

Unsprung mass (Masa no suspendida)

Es el resultado del sumatorio de las masas de todos los elementos que no se consideran sostenidos por el sistema de suspensión. Los elementos incluidos en este grupo (como la llanta, el neumático, la mangueta o los trapecios), afectan a la inercia que la rueda adquiere al moverse (Agustí & Bejarano, 2015).

Influencia del estado de los neumáticos en la Dirección

Una presión defectuosa influye gravemente en un neumático. Se desgasta por los bordes de la banda de rodadura, según muestra la figura 11, detalle 1, la destrucción es muy rápida, por la gran deformación a que está sometida la cubierta que, al rodar, produce tensiones y deformaciones con roces en los flancos que elevan su temperatura produciendo el corte de los tejidos que sirven para reforzar la goma. Una presión excesiva hace que la dirección sea más suave, pero aumenta las trepidaciones y la fatiga en todas las articulaciones, desgastando la cubierta irregularmente por el centro de la banda de rodadura (MecanicaVirtual.org, 2014).

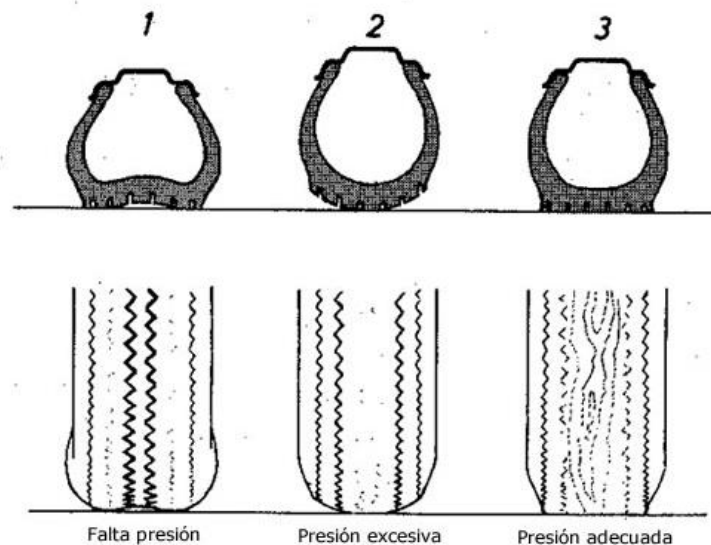


Figura 11. Presión y desgaste de neumáticos **Fuente:** MecanicaVirtual.org, 2014.

3.8. SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE EJE RÍGIDO

Esta suspensión tiene unidas las ruedas mediante un eje rígido formando un conjunto. Presenta la desventaja de que al estar unidas ambas ruedas, las vibraciones producidas por la acción de las irregularidades del pavimento, se transmiten de un lado al otro del eje. Además el peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente debido al peso del eje rígido.

Como principal ventaja, los ejes rígidos se destacan por su sencillez de diseño y no producen variaciones significativas en los parámetros de la rueda como caída, avance, entre otras. El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo en vehículos industriales, autobuses, camiones y vehículos todo terreno (Pérez J., 2011).

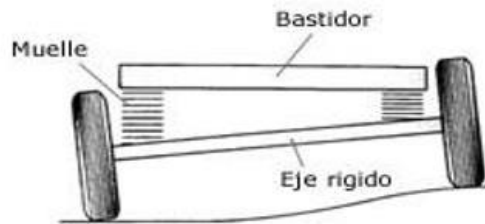


Figura 12. Suspensión Rígida **Fuente:** Pérez J., 2011.

3.9. SISTEMA DE TRANSMISIÓN MECÁNICA

Es un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par de giro, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa (Mateus & Pérez, 2009).

Cadena de transmisión

Una cadena de transmisión sirve para transmitir el movimiento de arrastre de una fuerza entre ruedas dentadas:



Figura 13. Cadenas de eslabones planos enlazados por pernos
Fuente: Mateus & Pérez, 2009.

Mecanismo piñón cadena

El mecanismo piñón cadena es un método de transmisión muy utilizado porque permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes paralelos, que estén bastante separados. Es el mecanismo de transmisión que utilizan las bicicletas, motos y en muchas máquinas e instalaciones industriales.

Ventajas e inconvenientes

Mantiene la relación de transmisión constante (no existe deslizamiento), incluso transmitiendo grandes potencias entre los ejes (caso de motos y bicicletas), lo que se traduce en mayor eficiencia mecánica (mejor rendimiento). Además, las cadenas no necesitan estar tan tensas como las correas, lo que se traduce en menores averías en los rodamientos de los piñones. Presenta el inconveniente de ser más costoso, más ruidoso y de funcionamiento menos flexible, al no permitir la inversión del sentido de giro ni la transmisión entre ejes cruzados; además necesita una lubricación adecuada (Pérez J., 2011).

3.10. FRENOS

El frenado de un vehículo disminuye o anula la velocidad del mismo, debe ser absorbida toda o parte de su energía cinética por medio de rozamiento. La acción de frenado actúa sobre el vehículo a través de dos acoplamientos de fricción dispuestos en serie: el primero son las pastillas con el disco y el segundo entre la llanta con la pista a través del coeficiente de adherencia (Araya, 2006).

3.11. ERGONOMÍA

Según Pauta & Villacís en 2012, la ergonomía se define como la disciplina que busca que los humanos y la tecnología trabajen en completa armonía, esta disciplina se ha tenido en cuenta a la hora de diseñar este tipo de vehículos, siempre considerando que esta no ponga en riesgo la seguridad del piloto o sus ocupantes.

3.12. ELEMENTOS DE SEGURIDAD

Los elementos de seguridad aplicados en un vehículo estructural deben proteger o minimizar los efectos, especialmente para la vida y para la salud de los ocupantes, cuando tengan un accidente, esto se refiere a las tecnologías empleadas en diferentes partes del vehículo (Pauta & Villacís, 2012).

3.13. DISEÑO BASADO EN LA X-BILIDAD (DESIGN FOR X)

En el texto “Introducción al Proyecto de Producción”, presentado por Capuz en el año de 2001, se define el diseño para la x-bilidad como el conjunto de conceptos básicos utilizados en el desarrollo de un producto para resolver los problemas que se presentan en su fabricación, montaje, inspección, embalaje, almacenaje, en su posterior uso, mantenimiento y retiro. Debe tenerse en cuenta los siguientes principios:

- Entre el 70% y el 80% del costo del producto queda definido por las decisiones adoptadas en la fase de diseño.
- Solo se puede conseguir un buen proyecto si se parte de un buen diseño conceptual.

Por tanto, para diseñar un buen producto, será necesario considerar el efecto de distintos factores durante el proceso de diseño.

Las técnicas “Design for” son las herramientas que permiten llevar a la práctica esta necesidad. La siguiente tabla resume las más importantes:

Diseño para la x-bilidad	
Fabricabilidad	
Ensamblabilidad	
Costo	
Mantenibilidad	
Fiabilidad	
Seguridad	
Refabricabilidad	
Desmontabilidad	
Estética y Ergonomía	

Tabla 2. Diseño para la x – bilidad **Fuente:** Capuz, 2001.

El conjunto de técnicas comienzan analizando el diseño para descubrir si las funciones que debe desarrollar pueden ser cubiertas con un número menor de piezas, ya que el número de componentes tiene influencia enorme no solo en la complejidad del ensamblaje sino en la fabricación de las piezas, en la logística de aprovisionamiento, almacenaje, en el volumen de datos y complejidad de la documentación de ingeniería, fabricación y mantenimiento, lo cual tiene una enorme repercusión sobre la productividad.

3.14. ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis dinámico busca describir el comportamiento del VTH a través de las leyes de la física, para poder establecer un modelo analítico. Estos modelos pueden ser representados por ecuaciones que relacionan a las fuerzas y movimientos de interés con las propiedades o características del vehículo. Hay que ser conscientes de que debido a la existencia de un gran

número de componentes, sistemas y variables no lineales, es imposible el entendimiento completo del comportamiento del vehículo, así que se acostumbra hacer un manejo matemático lineal y experimentando se analizan los aspectos no lineales.

3.14.1. Norma SAE J670. Dinámica de un vehículo

Dinámica básica

El comportamiento dinámico es determinado por las fuerzas actuantes sobre el vehículo en las ruedas, derivadas de la gravedad, la aceleración y la aerodinámica. Se determina qué fuerzas serán producidas por estas fuentes y cómo va a responder a ellas. Un vehículo está hecho de muchos componentes, pero para la mayoría de los análisis se considera que todos los componentes se mueven juntos, de tal manera que puede ser representado como una masa uniforme ubicada en su Centro de Gravedad (*CG*).

Las fuerzas y momentos se definen como actuantes sobre el vehículo, una fuerza en la dirección longitudinal y hacia adelante de él, es una fuerza positiva. Se define a la fuerza vertical con una dirección positiva hacia arriba. La ley fundamental a partir de la cual comienzan la mayoría de los análisis dinámicos del vehículo es la segunda ley de Newton, aplicada a sistemas traslacionales y rotacionales:

Sistemas traslacionales:

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (4)$$

Donde:

F_x = Fuerzas en la dirección x.

M = Masa del cuerpo.

a_x = Aceleración en la dirección x.

Sistemas rotacionales:

$$\sum T_x = I_x \cdot \alpha_x \quad (5)$$

Donde:

T_x = Torque alrededor del eje x.

I_x = Momento de inercia alrededor del eje x.

α_x = Aceleración angular alrededor del eje x.

Las ecuaciones de la segunda ley de Newton pueden ser aplicadas en cualquiera de las tres direcciones.

Performance (capacidad) de aceleración

La máxima capacidad en la aceleración longitudinal es determinada por uno de dos límites.

El límite que prevalece depende de la velocidad del vehículo: a bajas velocidades la tracción en la rueda es el factor limitante, mientras que a altas velocidades el factor limitante es la potencia del motor.

Aceleración limitada por la tracción

Ya que el VTH no cuenta con un motor, la aceleración podría ser limitada por el coeficiente de fricción entre la rueda y la pista. En ese caso F_x está limitado por:

$$F_x = \mu W \quad (6)$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción.

W = Peso en las ruedas impulsadas.

Cargas dinámicas

Determinar las cargas en los trenes es el primer paso en los análisis del performance de aceleración y frenado porque determinan el esfuerzo de tracción en cada eje.

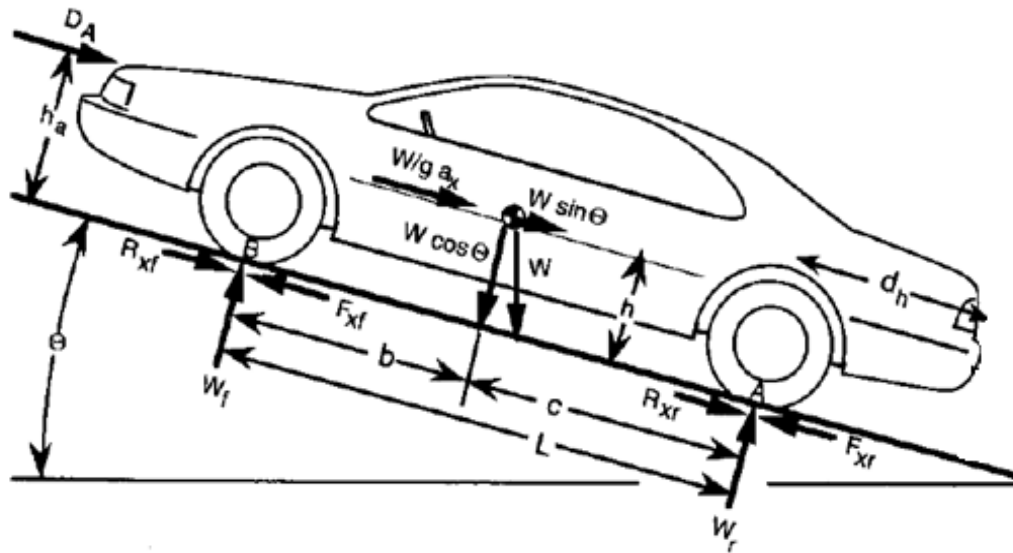


Figura 14. Cargas dinámicas sobre un vehículo **Fuente:** Gillespie, 1992.

W es el peso del vehículo actuante en su centro de gravedad, con una magnitud igual a su masa por la aceleración de la gravedad. En una pendiente podría tener dos componentes, una perpendicular a la pista ($W \cos \theta$) y una paralela a ella ($W \sin \theta$). Si el vehículo está acelerando en la pista, es conveniente representar el efecto por una fuerza inercial equivalente denotada por $\frac{W}{g} \cdot a_x$, actuante en el CG y opuesta a la dirección de la aceleración.

Las ruedas experimentarán una fuerza normal a la pista, denotada por W_f y W_r que representan los pesos dinámicos que soportan las ruedas delantera y trasera respectivamente.

Las fuerzas de tracción, F_{xf} y F_{xr} , o las fuerzas de resistencia a la rodadura, R_{xf} y R_{xr} , actúan en la zona de contacto entre la pista y las ruedas.

D_A es la fuerza aerodinámica que actúa sobre el vehículo, podría ser representada como actuante en un punto sobre la pista a una altura h_a (centro vélico).

Las cargas soportadas en cada tren constarán de una componente estática más la carga transferida desde un tren al otro debido a las otras fuerzas que actúan en el vehículo. Por convención de la SAE, un torque en sentido de las manecillas del reloj alrededor de A es positivo, entonces:

$$W_f L + D_A h_a + \frac{W}{g} a_x h + W h \sin \theta - W \cos \theta = 0 \quad (7)$$

Las expresiones de las cargas estáticas para el tren delantero y trasero son respectivamente:

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad (8)$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad (9)$$

Las expresiones para las cargas en cada tren a baja velocidad (despreciando los efectos aerodinámicos) son:

$$W_f = \frac{W}{L} \left(c \cos \theta - \frac{a_x}{g} \cdot h - h \sin \theta \right) \quad (10)$$

$$W_r = \frac{W}{L} \left(b \cos \theta + \frac{a_x}{g} \cdot h + h \sin \theta \right) \quad (11)$$

Entonces, cuando el vehículo acelera parte de la carga es transferida desde el tren o eje frontal al tren o eje trasero en proporción a la aceleración y la razón entre la altura del centro de gravedad (h) y la distancia entre ejes o batalla (L).

Performance (capacidad) de frenado

Ecuaciones básicas: la ecuación general puede ser obtenida de la segunda ley de Newton:

$$Ma_x = -\frac{W}{g}D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \sin \theta \quad (12)$$

Donde:

W = Peso del vehículo.

g = Aceleración gravitacional.

$D_x = -a_x$ = Desaceleración lineal.

F_{xf} = Fuerza de frenado en el eje o tren delantero.

F_{xr} = Fuerza de frenado en el eje o tren trasero.

D_A = Arrastre aerodinámico.

θ = Inclinación de la pista.

Desaceleración constante (D_x)

Si se asume que las fuerzas que actúan en el vehículo serán constantes durante la aplicación de los frenos se tiene:

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dV}{dt} \quad (13)$$

Donde:

F_{xt} = Fuerza de desaceleración total sobre el vehículo.

V = Velocidad longitudinal.

Haciendo una integración desde la velocidad inicial v_0 y hasta la velocidad final v_f , se tiene:

$$\int_{v_0}^{v_f} dV = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^{ts} dt \quad (14)$$

$$v_0 - v_f = \frac{F_{xt}}{M} \cdot x \quad (15)$$

Donde:

x = Distancia recorrida durante la desaceleración.

En el caso de una desaceleración hasta parar totalmente v_f es cero, y x es la distancia de parada SD , que se realiza en un tiempo de parada t_s , así se tiene que:

$$SD = \frac{v_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{v_0^2}{2D_x} \quad (16)$$

$$t_s = \frac{v_0}{\frac{F_{xt}}{M}} = \frac{v_0}{D_x} \quad (17)$$

Energía y potencia absorbida en el frenado

La energía absorbida, es la energía cinética de movimiento del vehículo y por lo tanto depende de su masa:

$$Energía = \frac{M}{2} (v_0^2 - v_f^2) \quad (18)$$

La absorción de potencia variará con la velocidad, siendo equivalente a la fuerza de frenado por la velocidad. Por lo tanto la disipación de potencia es mayor al comienzo de la frenada cuando la velocidad es más alta. La absorción de potencia promedio es:

$$Potencia = \frac{M v_0}{2 t_s} \quad (19)$$

Fuerza de arrastre aerodinámico estimada

La resistencia del aire depende de la presión dinámica y es proporcional al cuadrado de la velocidad. A bajas velocidades es despreciable. Puede contribuir con una fuerza equivalente a una desaceleración de 0,03g.

Distribución de frenado

Durante el frenado ocurre una transferencia de carga dinámica desde el tren o eje trasero al tren o eje delantero, por lo tanto para una desaceleración D_x se tiene:

$$W_f = \frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x = W_{fs} + W_d \quad (20)$$

$$W_r = \frac{b}{L} \cdot W - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x = W_{rs} - W_d \quad (21)$$

Donde:

W_{fs} = Carga estática en el tren o eje delantero.

W_{rs} = Carga estática en el tren o eje trasero.

$$W_d = \left(\frac{h}{L} \right) \cdot \left(\frac{W}{g} \right) \cdot D_x = \text{Transferencia de carga dinámica} \quad (22)$$

Por lo tanto la fuerza de frenado máxima en cada tren o eje está dada por:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x \right) \quad (23)$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x \right) \quad (24)$$

Donde:

μ_p = Coeficiente de fricción pico.

El frenar un eje por encima de estos valores límites da como resultado el bloqueo en el eje.

Resistencia a la rodadura

Mientras que otras fuerzas solo se tienen en cuenta en determinados momentos, la resistencia a la rodadura siempre está presente desde el instante en que las ruedas comienzan a rodar. La resistencia a la rodadura total es la suma de las resistencias de todas las ruedas.

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r \cdot W \quad (25)$$

Donde:

R_{xf} = Resistencia a la rodadura de las ruedas frontales.

R_{xr} = Resistencia a la rodadura de las ruedas traseras.

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura.

W = Peso del vehículo.

Resistencia total

Es la suma de las cargas vistas anteriormente, más el efecto de la inclinación de la pista:

$$R_{RL} = f_r \cdot W + R_{\text{aerodinámica}} + W \sin \theta \quad (26)$$

Estabilidad del vehículo

Estabilidad y control en estado estacionario

Las siguientes ecuaciones de movimiento son desarrolladas a partir del modelo de “bicicleta” usado por la SAE (análisis de una rueda delantera y una trasera). Existe una fuerza lateral que actúa sobre el vehículo correspondiente a la sumatoria de las fuerzas actuantes en la rueda delantera y trasera, cuyo valor corresponde a la masa por la velocidad al cuadrado dividido entre el radio mínimo de giro, como vemos:

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = M V^2 / R \quad (27)$$

Análisis del comportamiento direccional

Margen estático (SM): indica el sentido y la amplitud del momento de ladeo asociado con la fuerza lateral desarrollada:

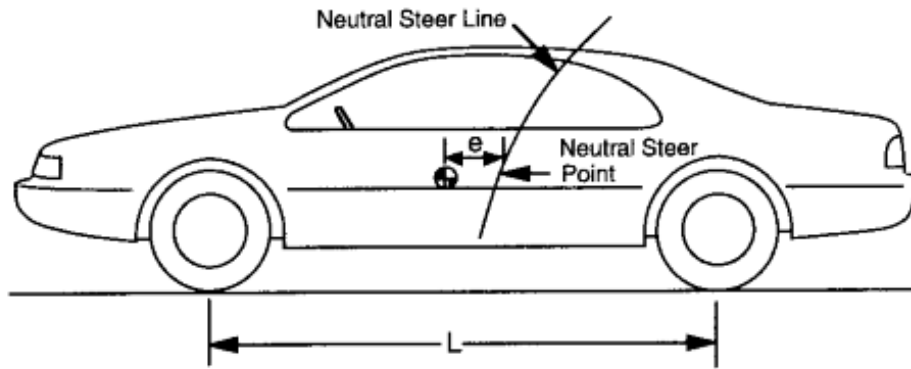


Figura 15. Línea de dirección neutral en un vehículo **Fuente:** Milliken & Milliken, 1995.

$$SM = \frac{e}{L} \quad (28)$$

$$SM = -\frac{1}{L} \left(\frac{aC_F - bC_R}{C_F + C_R} \right) \quad (29)$$

A partir del resultado obtenido para esta variable, se puede decir que:

- Si el margen estático es cero el vehículo es neutral.
- Si el margen estático es positivo, el vehículo subvira.
- Si el margen estático es negativo el vehículo sobrevira.

Gradiente de subdirección (k)

Medida numérica en (°/g) de la sub o sobredirección:

$$k = \frac{W_f}{C_F} - \frac{W_r}{C_r} \quad (30)$$

Transferencia de carga lateral

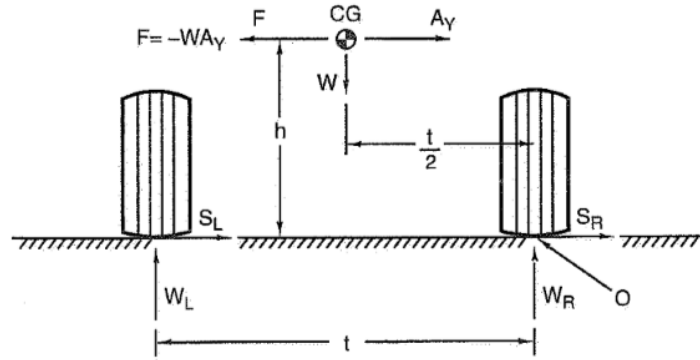


Figura 16. Transferencia de carga lateral total (Milliken & Milliken, 1995).

S_L y S_R son las fuerzas de viraje producidas por las ruedas, A_y es la aceleración lateral en unidades “g”, y la fuerza centrífuga es WA_y . Teóricamente la aceleración lateral está dada según la SAE por la fórmula:

$$A_y = \frac{v^2}{Rg} \quad (31)$$

La transferencia de peso debido al viraje se calcula con:

$$\Delta W = W_L - \frac{W}{2} = \frac{WA_y h}{t} \quad (32)$$

ΔW es el incremento o descenso en la carga. La transferencia de carga lateral total (LLT) es:

$$LLT = A_y h / t \quad (33)$$

4. DISEÑO DEL VTH

En la figura 17, se muestra el diseño de la estructura final del vehículo, con todos los acabados finales como: cojines de silla, pintura, llantas, elementos de dirección y transmisión; se pudo constatar que respecto la estructura diseñada, la estructura construida, cumple en un muy alto grado con los estándares de las medidas establecidas en el CAD.



Figura 17. Diseño final del VTH. Vista isométrica, posición urbana
Fuente: Elaboración propia.

4.1. DESCRIPCIÓN DE LAS PARTES DEL DISEÑO DEL VTH

El diseño estructural del VTH está constituido por las partes principales que se especifican en la figura 18.



Ítem	Descripción
A	Tren principal
B	Tren trasero
C	Espaldar y antivuelco vertical
D	Punto articulado de suspensión
E (E')	Brazos de suspensión
F (F')	Punto articulado de dirección
G (G')	Espigas, ejes y soportes
H	Antivuelco Lateral

Figura 18. Partes fundamentales del VTH. Vista isométrica

Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en esta figura, el VTH se diseñó estructuralmente por la unión de once partes fundamentales, esto con el fin obtener una buena adaptabilidad del chasis a los cambios de posición y la facilidad de construcción. Cada parte puede involucrar un sistema del vehículo y por lo tanto deben estar unidas, esto se realiza mediante los puntos articulados. La silla (parte 12) también está unida a estas partes estructurales en tres puntos principales, estos son: un cojín base, un espaldar y un cojín de apoyo para la cabeza.

Tren principal: está compuesto por una tubería de perfil rectangular (tubería principal), empieza por el centro del plato delantero (donde se ubican los pedales), pasando por los cortes de revolución del punto articulado central (punto articulado de suspensión), para luego unirse mediante soldadura con la tubería (perfil circular) de soporte para el cojín base de la silla (tubería complementaria) y finaliza en los puntos articulados de unión con el espaldar y el tren trasero. La unión de este tren con las tuberías y placas de la suspensión y dirección conforman el ***tren delantero***, este soporta las cargas que se generan en los ejes delanteros.

Tren trasero: está compuesto también por la unión mediante soldadura de diferentes secciones de la tubería principal y la tubería complementaria, este tren soporta la rueda trasera y las cargas generadas en su eje, además también sirve de soporte para cargas establecida en la barra antivuelco.

Espaldar y antivuelco vertical: está compuesto por una sección de la tubería principal (espaldar), unida mediante soldadura a una sección de la tubería complementaria (barra antivuelco vertical) y complementada con dos puntos articulados para la unión con el tren principal y la barra antivuelco lateral.

Punto articulado de suspensión: hace referencia a las placas unidas mediante soldadura, las cuales complementa la unión entre el tren principal y los brazos de la suspensión.

Brazos de suspensión: son dos secciones iguales (derecha e izquierda) de la tubería principal que conforman la suspensión del VTH y soportan los puntos articulados de la dirección.

Punto articulado de dirección: es una unión por soldadura de placas, tubería principal y la tubería de soporte de las espigas y elementos de la dirección.

Espigas ejes y soportes: una espiga es una tubería de sección circular, la cual está unida mediante soldadura al eje de la rueda delantera (derecho e izquierdo), este conjunto debe soportar las cargas a las que se vean sometidas las ruedas delanteras y que se transfieren a los ejes, espigas, suspensión y en general a todo el chasis del VTH. También están unidos por soldadura los soportes de las espigas.

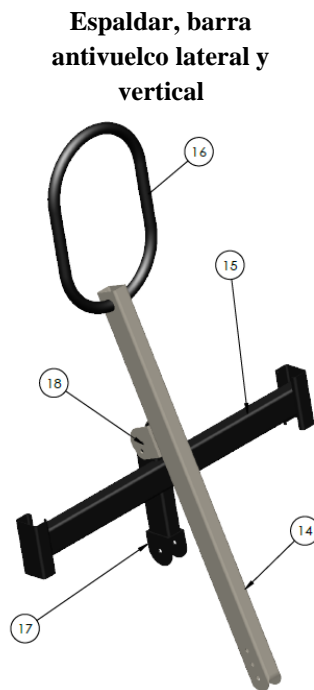
Antivuelco lateral: esta parte se compone solo por secciones de la tubería principal y palcas, unidas mediante soldadura, debe soportar las cargas establecidas para el antivuelco lateral y brindar apoyo al antivuelco vertical y la sección trasera, por lo que está unida a estas dos mediante puntos articulados. Esta parte es completamente desmontable y se le puede dar uso al VTH sin ella bajo condiciones de trabajo leves, en terreno urbano.

Silla: a pesar de no ser una parte estructural es una parte fundamental del VTH, como se dijo esta se une en diferentes puntos de la estructura del chasis y son fundamentales en la ergonomía del vehículo, por lo que este VTH tiene tres cojines (base, espaldar y cabeza), que están compuestos por un soporte y una espuma finalizando con un tapizado (polímeros).

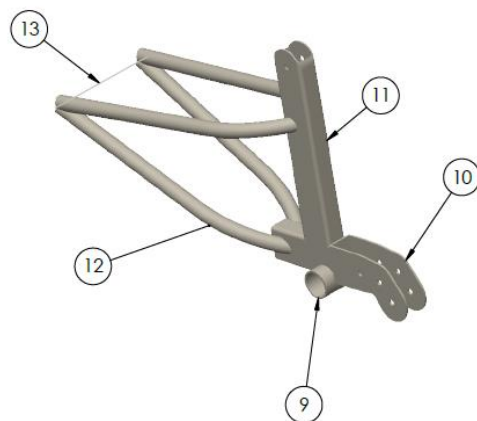
Elementos de dirección: son todos los repuestos comerciales de la dirección (de bicicleta), utilizados en el VTH, están unidos al chasis a través de las espigas, también hace parte de este conjunto la barra estabilizadora.

Barra estabilizadora: está unida al chasis mediante los soportes de la barra estabilizadora (derecho e izquierdo), los cuales hacen parte del conjunto de las espigas y ejes; la unión se realiza por dos rotulas (derecha e izquierda) que se acoplan a la barra estabilizadora. La principal labor de estas es mantener las llantas paralelas (ángulo toe), evitando el desgaste excesivo en los neumáticos, por eso es muy importante la correcta ubicación y calibración de este elemento.

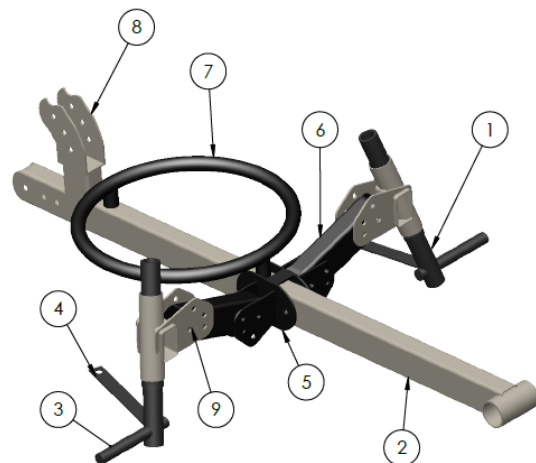
Ítem	Descripción
1	Espiga X2
2	Tren principal
3	Eje delantero X2
4	Soporte de barra estabilizadora X2
5	Placas del punto articulado de la suspensión
6	Brazo de suspensión X2
7	Soporte para el cojín base de la silla
8	Placas de soporte para el espaldar
9	Centro de plato del punto central de transmisión
10	Placas de conexión tren delantero y trasero



Ítem	Descripción
11	Tubería de soporte entre el tren trasero y barra antivuelco lateral
12	Soportes de rueda trasera
13	Línea colineal a la ubicación del eje trasero
14	Espaldar
15	Barra de antivuelco lateral
16	Barra de antivuelco vertical
17	Placas de unión con el tren trasero
18	Punto articulado entre la barra antivuelco lateral y el espaldar



Tren trasero



Tren delantero

Figura 19. Despiece de las partes fundamentales del VTH. Vista isométrica
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 19 se especifican las partes correspondientes al tren delantero, tren trasero, placas, espaldar y barra antivuelco, estas son importantes para los análisis de simulaciones asistidas por computador, ya que en estas recaen las fuerzas críticas a las cuales el VTH se encuentra sometido como se observará más adelante, en primer lugar se definirán todas las características y parámetros de los diferentes sistemas que involucran el diseño del VTH.

4.2. CARACTERÍSTICAS Y PARÁMETROS DETERMINADOS

Se estableció el diseño de un VTH tipo reclinado (recumbent), dispuesto para ser usado por una sola persona, con una configuración de tres llantas: dos delanteras que constituyen la dirección, con un tamaño de 20" ya que estas ayudan en la rigidez de la estructura y ofrecen una resistencia media al vuelco (Horwitz, 2010); una llanta trasera configurada para la tracción, con un tamaño de 26" con la que se consigue aumentar la velocidad, mejorar la capacidad de tracción y ayuda en el desplazamiento sobre las irregularidades, principalmente en el terreno rural, debido a una mayor superficie en contacto.

El vehículo se diseñó para ser usado dentro del municipio de Montería, por esto se estableció como criterio fijar puntos de articulaciones o articulados, con los cuales pudo adaptarse a diferentes configuraciones (combinaciones) y ser usado en los dos tipos de terreno encontrados, urbano y rural; por lo tanto se definen las características para cada terreno como se observa en la figura 20.

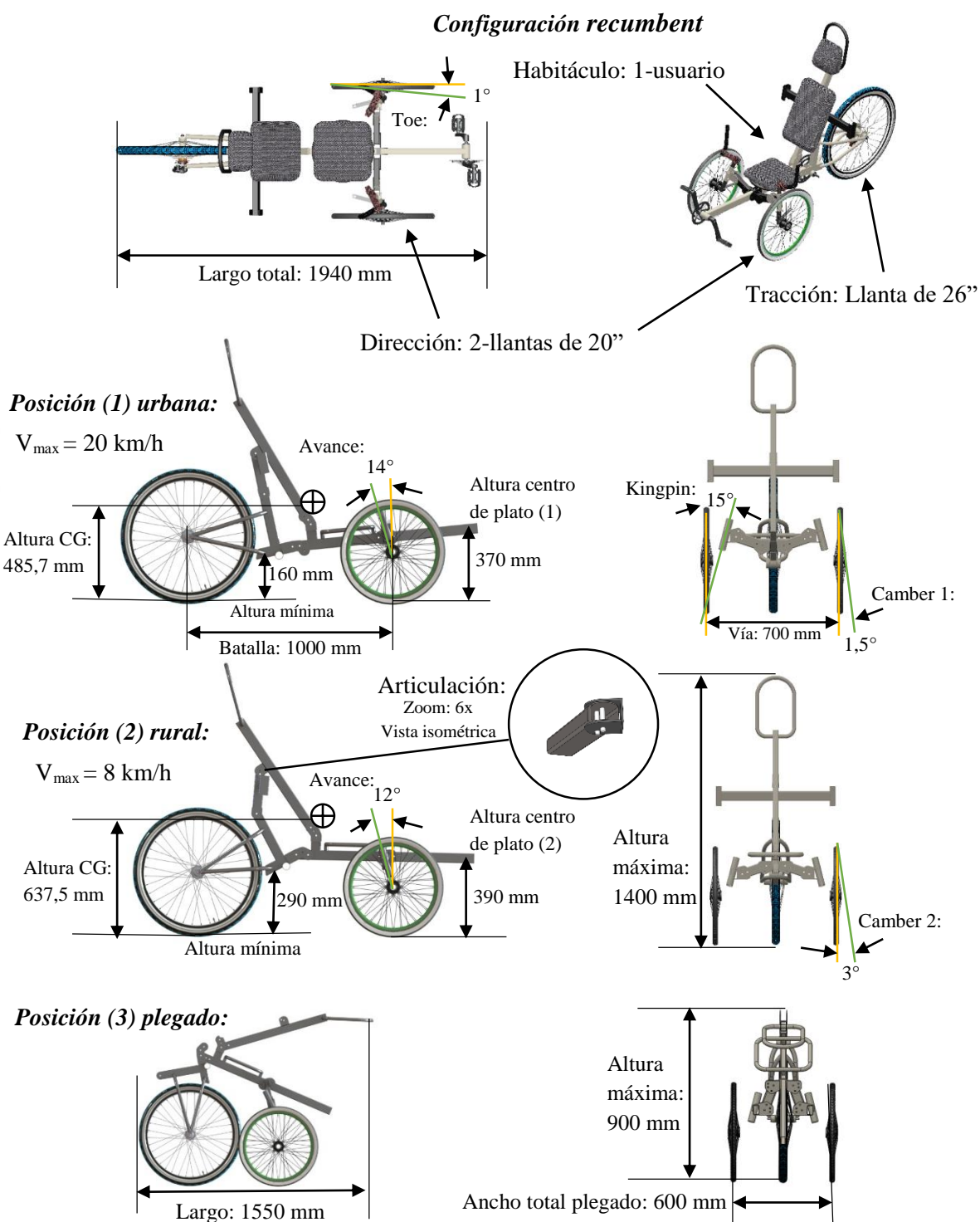


Figura 20. Características de la estructura del VTH. Definidas de acuerdo a su posición
Fuente: Elaboración propia.

El sistema de puntos articulados se diseñó con la finalidad de respetar las características mostradas en la figura 20, es decir al momento de cambiar de posición, ya sea de (1) a (2) o en sentido contrario, la estructura del chasis mantendrá constante características como: la batalla, el ángulo kingpin, el ángulo toe, la altura máxima y el largo total; ya que son características comunes para (1) y (2). A continuación se describen cada una de las diferentes características para cada terreno en particular.

Terreno urbano: Altura mínima del vehículo: 160 *mm*, establecida por la altura máxima encontrada en los resaltos del terreno urbano con una medida de 110 *mm*, junto a la holgura de la cadena; con el fin de que no exista interferencia al momento de sobrepasar el resalto.

Velocidad máxima: 20 *km/h*, es el límite para un ciclista de tipo urbano cotidiano, según la guía de ciclo-infraestructura para ciudades colombianas de 2016.

Ancho de vía: 700 *mm*, definido para garantizar el acceso a la red de ciclovías de la ciudad de Montería, cuya medida crítica se encontró frente a la estación de servicio el Camajon, entre la Diagonal 11 y 12 con Transversal 9, con una medida de 740 *mm*.

Ángulo de avance o caster: 14°, según (Smith et al., 2010) sugieren ángulos caster entre 10° y 14° para la mayoría de aplicaciones de triciclos, ya que un ángulo en este rango brinda una buena autoalineación, facilitando la maniobrabilidad.

Ángulo camber: 1,5° un ángulo mayor restaría espacio a los demás componentes del sistema de dirección, según (Pashley, 2008) define que es necesario tener un ángulo cercano a este valor negativo, para aumentar la capacidad de tomar curvas (*camberthrust*).

Ángulo toe: 1° , según Pérez J., en 2011, este ángulo debe estar entre 1° a 2° para vehículos de tracción trasera. También se encontró que un ángulo muy grande, crea un aumento de la resistencia a la rodadura de aproximadamente un 1% por cada $0,17^\circ$ de ángulo de convergencia total del eje (Reimpell, Stoll & Betzler, 2001).

Ángulo kingpin: 15° , este ángulo favorece una ganancia de ángulo camber en sentido positivo cuando la rueda gira sobre su lado y sentido de camber negativo en la rueda opuesta, lo cual crea un efecto de “inclinación” del vehículo. Esto es bueno para tomar curvas a bajas velocidades como se requiere en el terreno urbano, esto también favorece el rendimiento del neumático (MecanicaVirtual.org, 2014).

Terreno rural: Altura mínima del vehículo: 290 mm, establecida por la profundidad máxima de las irregularidades encontradas en el terreno rural (267 mm) y la holgura de la cadena.

Velocidad máxima: 8 km/h, basada en un análisis de la velocidad encontrada en recorridos realizados en la zona rural, donde se tiene la dificultad de sortear obstáculos como piedras, charcos, barro y la generación de vibraciones.

Ángulo de avance o caster: 12° , un ángulo de avance como este causa un torque de corrección que provee un alto efecto de autoalineación (Valencia & Duarte, 2011) y en conjunto con el valor del kingpin, contrarrestan las vibraciones producidas principalmente en terreno rural, por las piedras e irregularidades encontradas.

Ángulo camber: 3° , el ángulo camber está íntimamente relacionado con el agarre del vehículo al suelo (Agustí & Bejarano, 2015), por este motivo junto al aumento en la altura del centro de gravedad para la posición rural, se selecciona este valor del camber.

Ángulo toe: 1° , preferible por las condiciones del terreno, ser un vehículo de tracción trasera y contar con una barra estabilizadora acondicionada para el cambio. Cualquier ángulo más elevado ocasiona un desgaste en los neumáticos (Pérez M., 2011).

Ángulo kingpin: 15° , (Eland, 2002) considera preferible usar ángulos menores a 15° , se aprecia que la medida es límite pero adecuada, ya que esta inclinación en conjunto con el ángulo de avance brindan una alta autoalineación requerida en terreno rural. Además de que el ángulo de salida, minimiza el efecto de las irregularidades de la carretera en el ensamblaje del conjunto de dirección (MecanicaVirtual.org, 2014).

Características como: el ángulo de avance aumenta o disminuye 2° , sin perder la autoalineación y maniobrabilidad que según (Smith et al., 2010), le imprime al VTH estos ángulos, particularmente al disminuir el avance se minimiza la sensibilidad de la dirección que se presenta en los manubrios ya que las vibraciones aumentan en terreno rural y se dificulta la conducción; el ángulo camber aumenta al doble al pasar a la posición rural, manteniendo las recomendaciones dadas por (Agustí & Bejarano, 2015) y contrarrestando significativamente la pérdida de estabilidad causada por el aumento del 31,2% en la altura del *CG* (respecto al urbano), que también se genera en esta misma modificación; la vía aumenta aproximadamente 23 mm, derivado de la modificación en el ángulo camber, así el ancho vía rural aumenta en un 3,3% respecto al ancho de vía urbano, sin representar esto ningún inconveniente, ya que no se tienen limitaciones en este terreno; la altura mínima al pasar de (2) a (1) disminuye en un 55,2%, lo que representa una ganancia de estabilidad para VTH en terreno urbano, ya que los obstáculos a sobrepasar aquí no requieren una altura

mínima tan elevada; en la altura del centro del plato se produce un cambio de 20 *mm* , con un equivalente a un aumento de 5,4% en la altura de los pedales al pasar de (1) a (2).

También se utilizaron los atributos ya definidos del chasis para adicionarle una configuración o modo de “plegado” es decir, reducir sus dimensiones lo máximo posible, con lo que pudo ser movilizado, por lugares donde no se hace uso del mismo como medio de transporte, como fueron: guardarlo en una oficina, cruzar un sendero peatonal, subirlo por unas escaleras, montarlo en un planchón, también se hizo uso eficiente del espacio en el hogar o parqueadero. Este plegado o posición (3) modifica de manera drástica todas las dimensiones, como se puede observar disminuye la altura máxima en un 35,7%, el ancho y el largo total del vehículo en un 20% y con esto su volumen se reduce en un 60%, al pasar de cualquiera de las dos posiciones a la de plegado.

Las medidas antropométricas para los usuarios se definieron mediante un peso máximo de 85 *kg*, y un rango de estaturas: mínima 1,5 *m* correspondiente al percentil 5, donde la medida más baja la encontramos en las mujeres, máxima 1,8 *m* derivada del percentil 95, donde la medida correspondió a los hombres (Medidas aproximadas). Se escogió el rango de percentiles desde el 5% hasta el 95%, según los documentos (Huston, 2009) y (Federal Aviation Administration, 2009), para la población masculina y femenina, haciendo incluyente al mayor número de población que encontramos en la región.

4.2.1. Selección de neumáticos

El neumático seleccionado corresponde a su disponibilidad para el uso en ambos terrenos, esto se verifica a través de la estructura de las líneas de tacos del neumático y el tamaño de

estas, la línea central de los tacos tiene poca separación y son de tamaño corto, debido a que esta debe facilitar un mayor contacto entre el neumático y el suelo en el terreno urbano, esto se traduce en una mayor fricción, menor esfuerzo para poner en movimiento el vehículo y alcanzar la velocidad máxima. La distribución de los tacos en los costados es más amplia en cuanto a la separación y son de mayor tamaño, estos buscan adherirse al suelo en el terreno de barro o blando y así generar una mayor área de contacto que permite la movilidad.

Los neumáticos seleccionados son unos Chaoyang tire Victory, diseñados para XC (Cross Country), por lo que brindan mayor velocidad en terreno plano seco y mejor agarre en terreno suelto, montaña o curva, es decir poseen características de uso polivalente. Debido al compuesto encontrado en su banda de rodadura, denominado 2C-MTB, que es un compuesto dual distribuido como se muestra en la figura 21.



Figura 21. Distribución del compuesto 2C-MTB **Fuente:** Chaoyangtire, 2016

Como se observa posee diferente dureza (Shore), compuesto duro en la banda de rodadura (68A), con el que se consigue elevar la resiliencia y por lo tanto disminuir la resistencia a la

rodadura; en los bordes se ubica el compuesto blando (62A), para mejorar el agarre, la adaptación al terreno y tener mayor control en las curvas con una buena amortiguación.

Siguiendo las recomendaciones ya estipuladas, para las ruedas delanteras se toma un tamaño de 20×2.0": (470 g) que según el fabricante soporta una carga máxima de 75 kg a una presión de 280 kPa. Para la rueda trasera se usó un tamaño de 26×1.95": (570 g) que soporta una carga máxima de 90 kg a una presión de inflado de 350 kPa; ambos resisten una presión de inflado entre (270 kPa a 440 kPa).

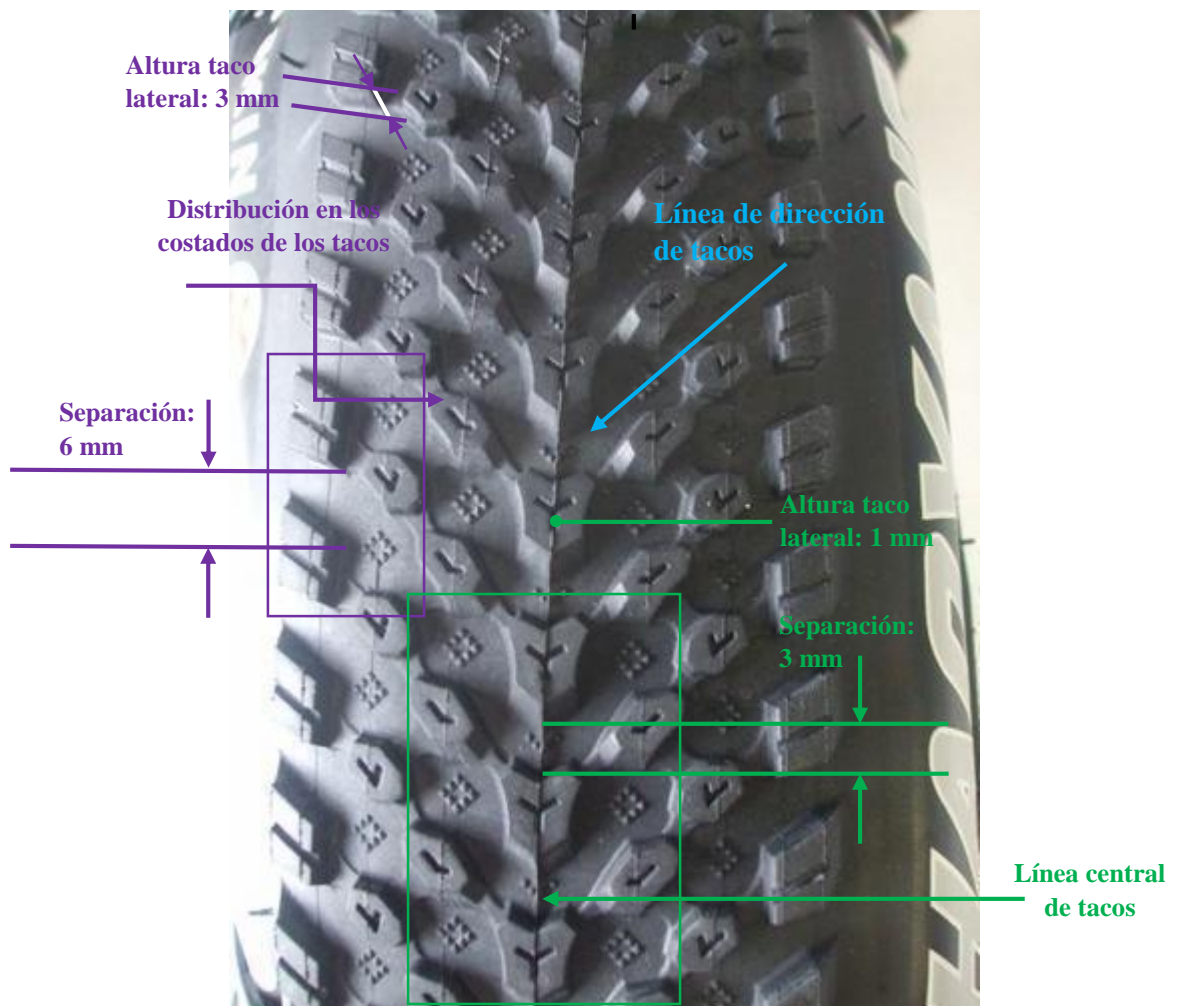


Figura 22. Estructura de los tacos del neumático seleccionado **Fuente:** Elaboración propia.

Su diseño es de múltiples tacos finos con una dirección especificada, como se muestra en la figura 22, donde se aprecia que la separación en los tacos centrales es de 3 *mm* y la altura de 1 *mm*, por lo que el neumático adquiere mayor contacto (fricción) y por lo tanto mayor tracción en terreno urbano, además combinado con su dureza se disminuye la pérdida de energía, mejorando la capacidad de aceleración; mientras que la separación en los tacos laterales exteriores es de 6 *mm* y su altura de 3 *mm*, con lo que se consigue que el neumático en su deformación se adapte mejor a las irregularidades presentes en terreno rural y junto a su baja dureza consigue “anclarse” aumentando el agarre en este terreno.

Según (Chaoyangtire, 2016) estos neumáticos poseen un sistema antipinchazos integrado, denominado Shark Skin, el cual es un tejido de alta densidad situado entre la base de la banda de rodadura y la carcasa como se muestra en el anexo 6. La densidad de carcasa para las ruedas delanteras es de 30 TPI (hilos por pulgada) y para la trasera es de 60 TPI, densidades especificadas en el anexo 7.

4.2.1. Seguridad

En lo concerniente a la seguridad se estableció una barra antivuelco desmontable, su uso es decisión del conductor y/o el tipo de situación que se presente. Los parámetros para definir esta barra antivuelco son basados en las características que establece la ASME, para los VTH, que corresponde a una fuerza vertical a 12° (en modo urbano) y una lateral a la altura de los hombros. Las medidas desde los límites de la barra antivuelco hasta el cuerpo humano, se establecieron en 100 *mm*; las medidas base son las máximas encontradas en las tablas antropométricas, derivadas del límite mayor del rango de estaturas percentil 95, hombre.

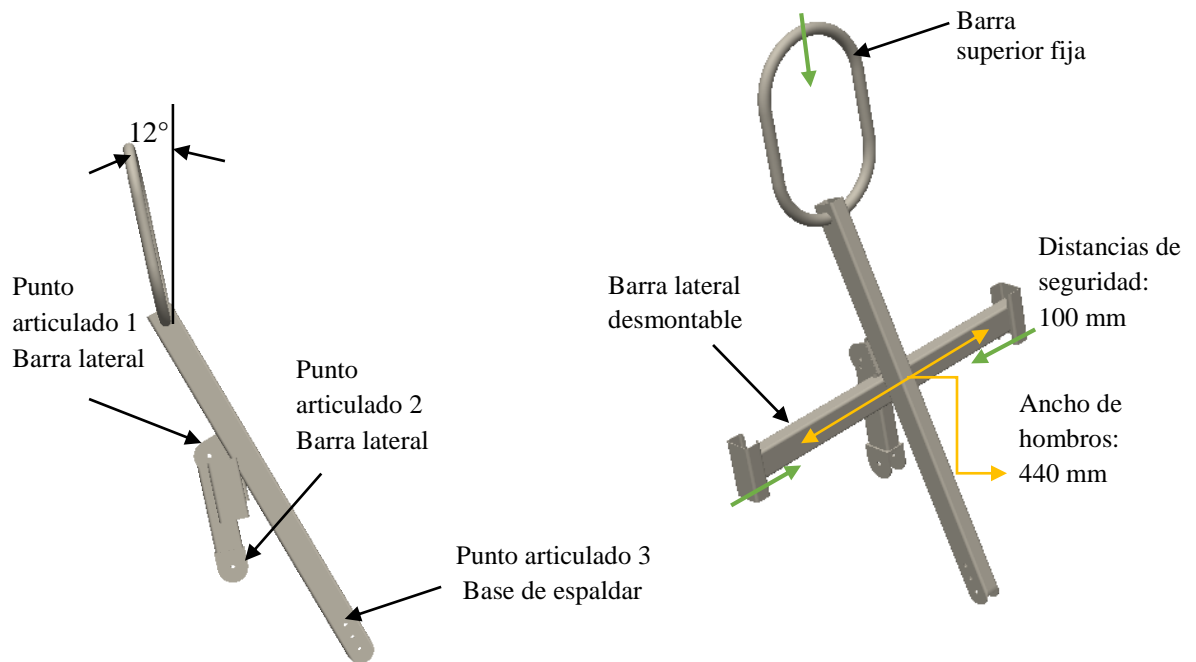


Figura 23. Características de barra antivuelco. Vista lateral e isométrica

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 23, se observa cómo están asociadas las características especificadas y el diseño de la estructura de la barra antivuelco, indicando las diferentes partes y cotas.

4.2.1. Ergonomía

La ergonomía hace referencia en primer lugar, a que el piloto cuenta con el espacio necesario en el habitáculo para sus extremidades inferiores y superiores, el material de relleno de los cojines y su cantidad es idóneo para el confort del usuario, así el vehículo es apto para su conducción en terrenos irregulares. También se tuvo en cuenta que el acceso y desalojo del usuario al vehículo se realice sin ningún impedimento y de igual forma que el piloto tenga alcance a todos los elementos de mando en ambas configuraciones (Pauta & Villacís, 2012). Según (Agudelo & Violet, 2015) los ángulos del espaldar por recomendaciones médicas deben estar cercanos a los 60° con respecto a la horizontal.

Como resultado de las condiciones ergonómicas determinadas, se definió que la distancia desde la ubicación del usuario al centro del plato corresponde a 800 mm, derivado de las medidas de las extremidades inferiores del usuario de menor estatura (1,5 m), con las que se aseguró un ángulo de pedaleo $\leq 155^\circ$ para garantizar la potencia y comodidad del usuario (Knaus, Basmadjian, & Supat, 2010), como se muestra en a figura 24.

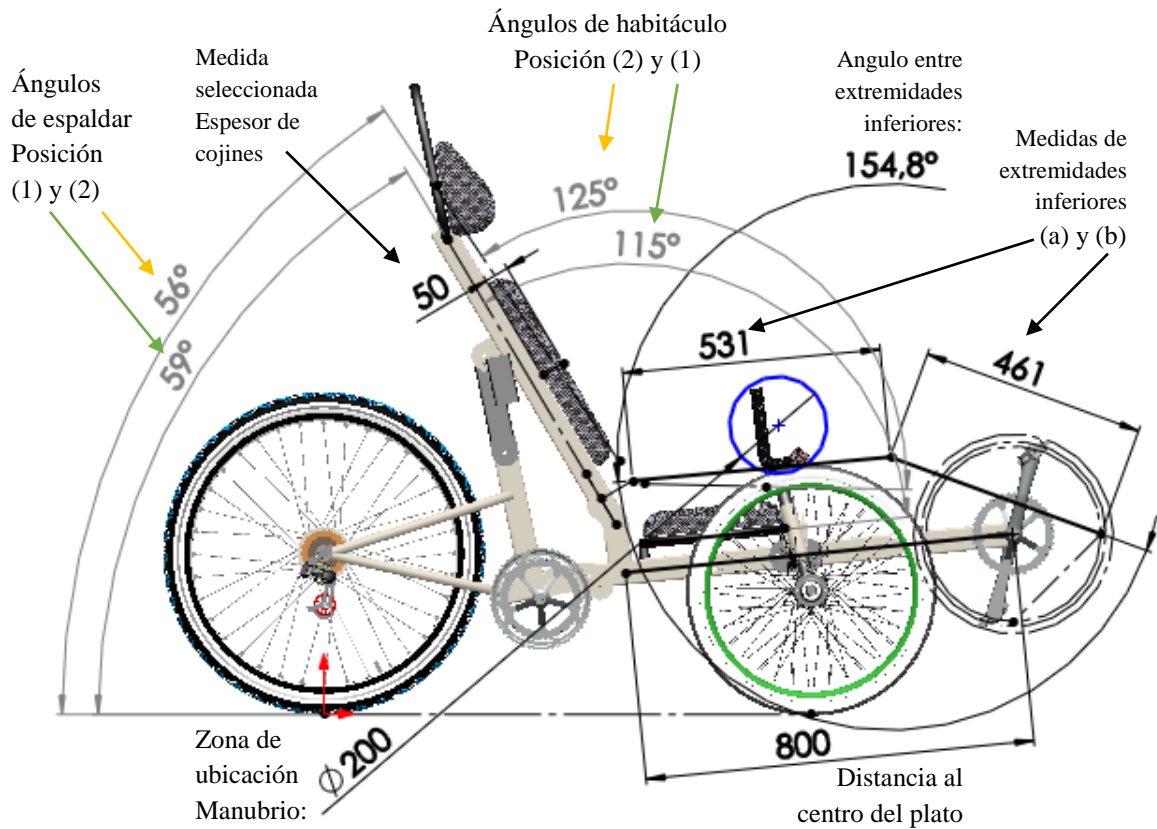


Figura 24. Condiciones ergonómicas establecidas y resultados derivados. Compilación para las posiciones (1) y (2) **Fuente:** Elaboración propia.

Luego se determinaron los ángulos de espaldar para cada posición, siguiendo las recomendaciones dadas en (Agudelo & Violet, 2015) y estableciendo un ángulo de 59°, para la posición urbana y uno de 56°, para la posición rural, buscando también disminuir la altura del centro de gravedad en esta posición específica. Como se puede observar en la figura 24,

según los ángulos de espaldar establecidos y la ubicación de las extremidades inferiores, se derivaron los ángulos del habitáculo en 115° , para la configuración urbana y en 125° , para configuración rural, ayudando también en la disminución de la altura del *CG*.

La posición de los manubrios es muy importante, debido a que se debe considerar su uso en ambas configuraciones de posición (1) y (2), por tal motivo se elaboró una zona de ubicación (en azul) que corresponde a una circunferencia de 200 mm de diámetro y que cumple las restricciones mínimas, para que se le pueda dar uso a los elementos de control en cada posición. Se consideraron tres apoyos para el asiento del vehículo, una base, un espaldar y una cabecera; el espesor de la espuma de poliéster seleccionado como material de relleno de los cojines es de 50 mm , según recomendaciones ergonómicas de (Trucos&M, 2016).

4.2.1. Suspensión

La suspensión es una de las principales características de un vehículo todoterreno (Aguilar, 2003). Este VTH no contó con una suspensión independiente, sino con una variante de la suspensión de eje rígido, sin amortiguación salvo la originada en los neumáticos o cojines del asiento. Esta elección fue posible debido a la valoración de los beneficios que presenta este tipo de suspensión a bajas velocidades, las cuales son características de un vehículo de tracción humana y no de uno autopropulsado, donde las velocidades alcanzadas hacen que se exija un sistema de suspensión con amortiguación; ya que la masa no suspendida de todo el vehículo afecta la inercia que la rueda adquiere al moverse, cuanto más elevada sea esta masa, más inercia puede adquirir la rueda, motivo por el cual es preferible minimizarla (Agusti & Bejarano, 2015). La suspensión seleccionada como se dijo anteriormente es una

variación del tipo eje rígido, está compuesta por distintas partes unidas mediante puntos articulados con lo que se le brinda la rigidez a la estructura:

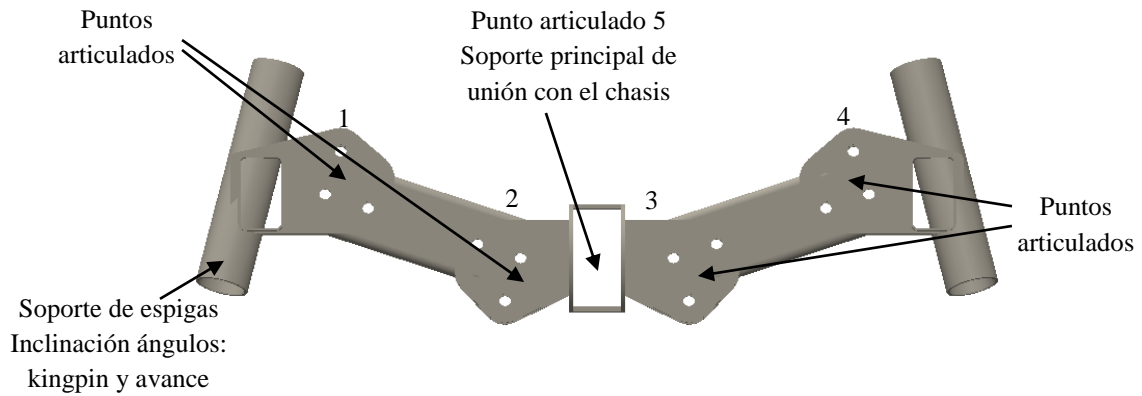


Figura 25. Sistema de suspensión del VTH **Fuente:** Elaboración propia.

Como se observa en la figura 25, la estructura es un sistema articulado, diseñado para poder generar los cambios de posición de urbano a rural, plegado, o entre éstos; manteniendo los diferentes ángulos establecidos en la definición de características y brindando el soporte principal al chasis, por lo que se considera que esta estructura de la suspensión, es el punto más crítico del vehículo y está sometido a grandes esfuerzos.

4.3. PROCESO DE DISEÑO DEL VTH

4.3.1. Diseño del chasis para el VTH

Ya con las características y parámetros definidos, se realizó mediante un software de Diseño Asistido por Computador (CAD), un diseño de la estructura del chasis en tres dimensiones (3D), para constatar la correlación entre el concepto del modelo y los requerimientos, buscando la simplicidad del diseño junto al cumplimiento de las exigencias.



Figura 26. Diseño del chasis para el VTH en 3D. Disposición en conjunto de características y parámetros establecidos **Fuente:** Elaboración propia.

El modelo que se aprecia en la figura 26, está compuesto por once partes fundamentales, de las cuales ocho corresponden al chasis, una a la barra antivuelco y dos a las espigas, cada parte está unida a otra mediante los denominados puntos articulados, compuestos por perfiles rectangulares, pernos y placas en forma de U, facilitando los movimientos para las combinaciones; las espigas están unidas al chasis por medio de sujetadores roscados y cojinetes.

4.3.2. Selección de Materiales

Con base en el esfuerzo máximo al que está sometido el chasis y el esfuerzo de fluencia que brinda el material, además de la alta soldabilidad y ductilidad, la disponibilidad comercial, el costo y los requerimientos de adaptabilidad del chasis, se optó seleccionar para la tubería principal un acero estructural HR de perfil rectangular y para la complementaria un perfil

circular, los cuales están bajo la norma ASTM A500 grado B y C respectivamente, con esfuerzos de fluencia de 322 MPa para ambas tuberías (COLMENA, 2005).

Las placas son la base para la conexión establecida por puntos articulados, estas fueron seleccionadas basándose principalmente en que cumplen con las propiedades mecánicas requeridas para soportar los esfuerzos a las que están sometidas, también se tuvo en cuenta su disponibilidad comercial al igual que sus buenas propiedades de soldabilidad y maquinabilidad, con las que se pudo realizar diferentes operaciones de mecanizado necesarias. Se seleccionaron láminas de acero HR bajo la norma ASTM A36, con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa y una resistencia a la tracción de 365 MPa.

Las espigas son unos de los elementos más importantes, no hacen parte del chasis pero están sometidas a cargas de impacto y tracción principalmente en terreno rural, por lo que requieren muy buenas propiedades de resistencia a estos esfuerzos. Por esto se seleccionó una barra de acero SAE 1045 laminado y estirado en frío con un esfuerzo de fluencia según la SAE J1397 de 530 MPa y una resistencia a la tracción de 630 MPa, con buenas características de maquinabilidad (57%), rectitud ($\leq 0,2 \text{ mm/m}$), redondez (0,01), conformabilidad y soldabilidad; comercialmente disponibles para las suspensiones de motocicletas, por lo cual resultan localmente más económicas que manufacturarlas.

Los ejes son el complemento del sistema de espigas del VTH, estos dan el soporte principal y reciben las cargas transmitidas del terreno al vehículo; es de vital importancia la resistencia, el cálculo y el costo de estos, usando para su cálculo un acero 1045 laminado en frío, con esfuerzo de fluencia de 530 MPa y resistencia a la tracción 625 MPa y seleccionando comercialmente un eje JAPAN 42301-KRE 900, el cual es un eje de rueda trasero usado en

las motos HONDA NXR 125 BROSS. Para este caso el costo de su compra es menor al costo de su manufactura. El resumen de la selección se muestra en la tabla 3.

Acero

	<i>Norma</i>	<i>Esfuerzo de fluencia</i>	<i>Resistencia a la tracción</i>	<i>Proceso</i>
Tubería principal (Rectangular)	ASTM A500 grado B	322 MPa	-	HR
Tubería Complementaria (Circular)	ASTM A500 grado C	322 MPa	-	HR
Placas	ASTM A36	250 MPa	365 MPa	HR
Espigas	SAE 1045	530 MPa	630 MPa	CR
Ejes	SAE 1045	530 MPa	625 MPa	CR

Polímeros

	<i>Denominación</i>	<i>Propiedades mecánicas</i>	<i>Densidad (kg/m³)</i>
Base-cojines	Polipropileno	0,54 MPa /24 h	964
Relleno	Poliéster	3,7 kPa al 40%, (DIN 53577)	22

Tabla 3. Características de los materiales seleccionados **Fuente:** Elaboración propia.

Los cojines de la silla presentan una estructura que está compuesta por una base de polipropileno, seleccionado principalmente por tener alta resistencia al impacto, ser un material liviano debido a su baja densidad 946 kg/m^3 , resistir cargas de hasta 0,54 MPa durante 24 horas a temperatura ambiente y resistiendo temperaturas de hasta 70°C , posee gran capacidad de recuperación elástica, compatibilidad con el medio y facilidad de reciclaje (Quiminet, 2016). Para este caso, el polipropileno fue reciclado a partir de sillas estudiantiles

en estado de deterioro. En cuanto al material de relleno de los cojines se seleccionó el poliéster como material para la espuma, según las recomendaciones ergonómicas y de uso de (Trucos&M, 2016), con una densidad 22 kg/m^3 y una dureza mínima de 3,7 kPa para una compresión del 40% (DIN 53577).

Selección de perfiles:

El chasis está formado por dos tipos de tubería, principal y complementaria, ubicadas en los sitios de mayor y menor condición de esfuerzos respectivamente. El perfil de la tubería principal (rectangular) fue seleccionado debido al diseño de los puntos articulados, estos hacen que en la trayectoria de la tubería no se presenten dobleces o limitaciones que por lo general imposibilitan el uso de estos perfiles; así se brindan mayores condiciones de resistencia debido a su elevado momento de inercia y menor peso (en condiciones iguales de esfuerzo) respecto a un perfil circular.

4.3.3. Determinación de cargas críticas

Una vez seleccionados los materiales y sus perfiles se procede a verificar las condiciones críticas a las que está sometido el vehículo, donde se establece que se tienen tres puntos a considerar.

El primero y más importante se da en la sección frontal como se observa en la figura 27, mediante las ecuaciones 8 y 9 se determinaron las cargas estáticas en los trenes (reacciones).

Masa del vehículo final: 31 kg + Masa del usuario final: $85 \text{ kg} \rightarrow \text{Masa total} = 116 \text{ kg}$

Peso total del vehículo: $W = 116 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1138 \text{ N}$

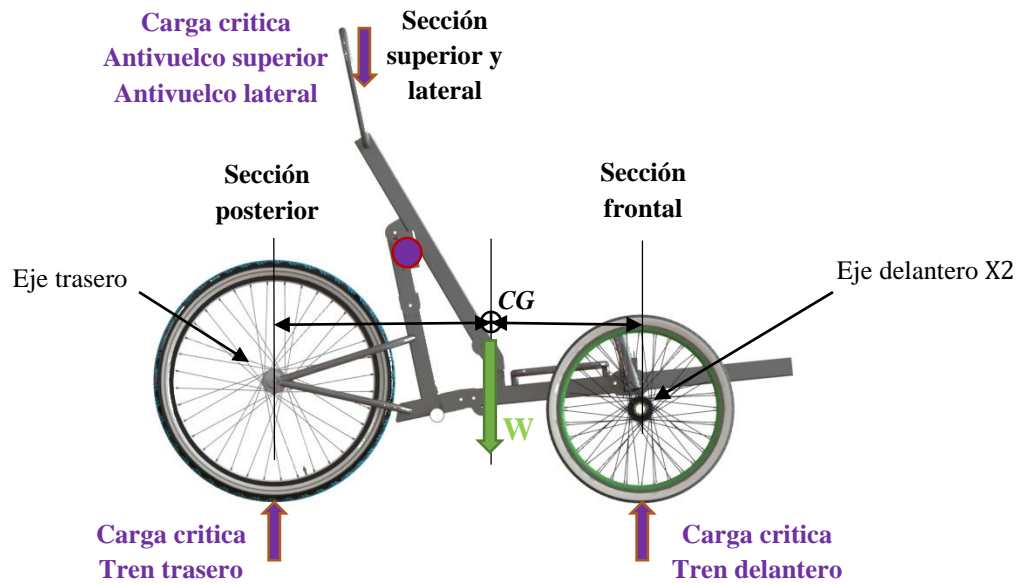


Figura 27. Secciones del VTH y puntos sometidos a cargas
Fuente: Elaboración propia.

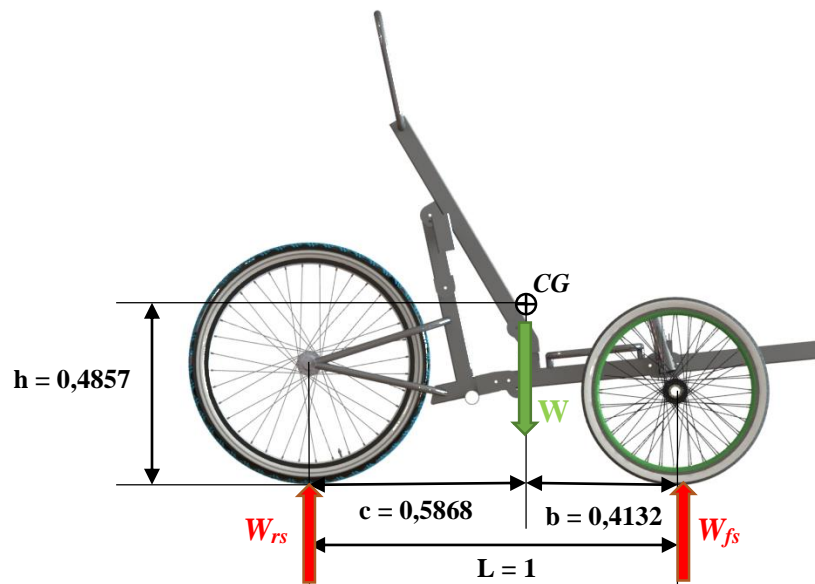


Figura 28. Centro de gravedad del vehículo. Posición urbana, medidas en metros arrojadas por el software CAD **Fuente:** Elaboración propia.

El centro de gravedad para la posición urbana se determinó mediante el software SolidWorks® Premium 2016 como se muestra en la figura 28, con estas medidas se hallan las reacciones o cargas estáticas W_{fs} y W_{rs}

Carga estática en tren delantero:

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} = 1138 \text{ N} \times \frac{0,5868 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 667,78 \text{ N}$$

Carga estática en el tren trasero:

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} = 1138 \text{ N} \times \frac{0,4132 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 470,22 \text{ N}$$

Con estas cargas se establece un factor K , que determina el porcentaje de la carga total a la que se encuentra sometido el tren delantero.

Factor K :

$$K = \frac{667,78 \text{ N}}{1138 \text{ N}} = 0,5868$$

Luego se sigue la metodología encontrada en (Buitrago, 2011) donde la altura h_i y el ángulo de contacto inicial de la rueda delantera con el reductor, se determinan para calcular la fuerza estática equivalente que se produce en el impacto (las coordenadas del punto P o punto de impacto también son determinadas).

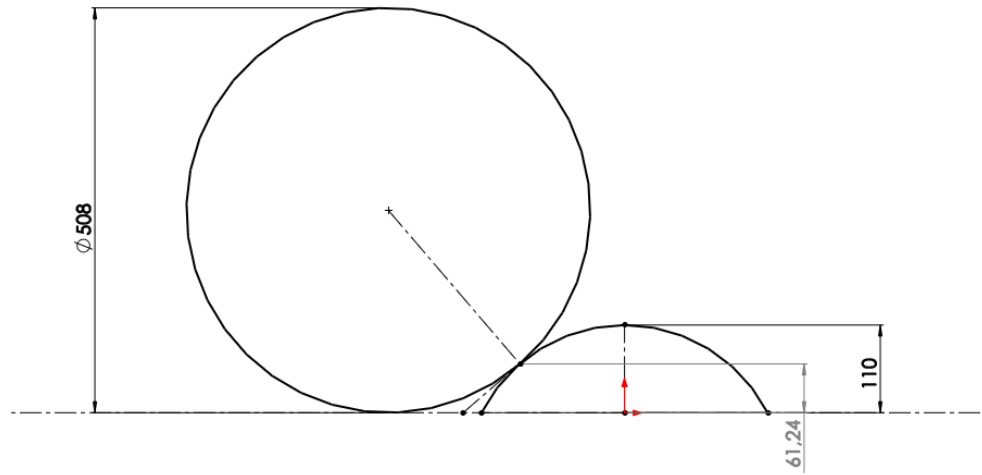


Figura 29. Dimensiones del resalto. Medidas en milímetros **Fuente:** Elaboración propia.

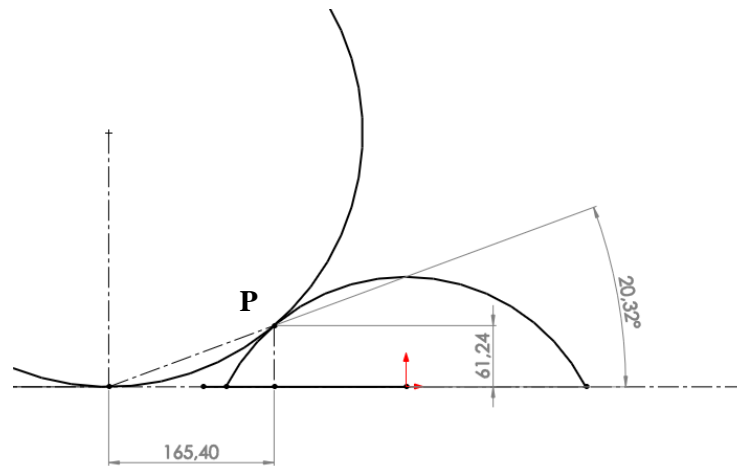


Figura 30. Coordenadas del punto “P” de impacto inicial. Medidas en milímetros
Fuente: Elaboración propia.

De la figura 29 y 30, se determinaron las coordenadas de impacto y el ángulo de impacto que también se puede validar como:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{61,24}{165,40} \right) = 20,32^\circ$$

Según el modelo planteado en (Buitrago, 2011) se calcula la velocidad V_y producida por el impacto contra el reductor de velocidad, como se muestra en la figura 31.

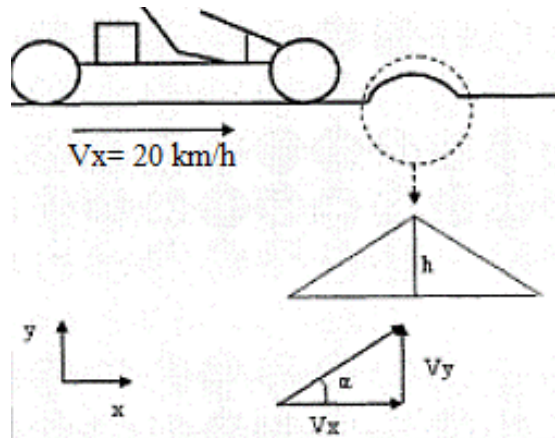


Figura 31. Modelo choque con resalto **Fuente:** Buitrago, 2011.

Mediante la ecuación 34 se realiza el cálculo de la velocidad ocasionada:

$$\tan(\alpha) = \frac{V_y}{V_x} \rightarrow V_y = \tan(\alpha) * V_x \quad (34)$$

De donde: $V_y = 2,057 \text{ m/s}$

Se halla entonces la aceleración vertical a_y dada por la ecuación 35.

$$V_y^2 = 2a_y h \rightarrow a_y = \frac{V_y^2}{2h} \quad (35)$$

Con $a_y = 34,55 \text{ m/s}^2$ la distribución de peso y la masa total se calcularon las fuerzas estáticas equivalentes

K	M_T	a_y
0,5868	116 kg	34,55 m/s^2

Tabla 4. Variables a considerar para el cálculo de la fuerza en el impacto

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo a el valor de K obtenido en la tabla 4, el 58,68% del peso se concentra en el tren delantero, mientras que un 41,32% se ubica en el tren trasero. Por lo que, en la estructura se

van a generar mayores esfuerzos sobre el tren delantero que sobre el tren trasero. Así el segundo punto se encuentra en la sección posterior del vehículo, con el cálculo del porcentaje de la distribución de peso para el tren trasero, se halla la carga crítica; se utiliza además la aceleración y las ecuaciones 36 y 37 para obtener las fuerzas estáticas equivalentes Fe y Fe' producidas por el choque con un reductor (tabla 5) en el tren delantero y trasero respectivamente; la masa total real (VTH: 31 kg + usuario: 85 kg) es de 116 kg.

$$Fe = Kma_y \quad (36)$$

$$Fe' = (1 - K)ma_y \quad (37)$$

Fe	Fe'
2352 N	1656 N

Tabla 5. Fuerzas de impacto calculadas. Según el modelo planteado, se derivan del choque contra un resalto afectando el chasis **Fuente:** Elaboración propia.

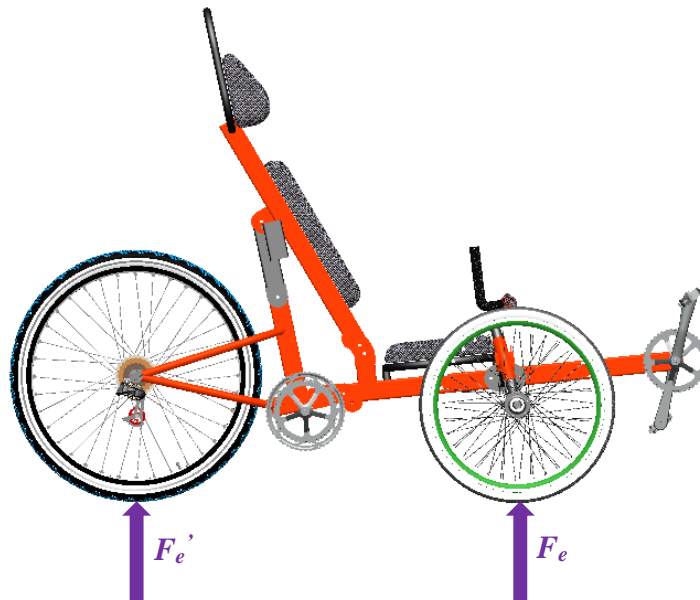


Figura 32. Fuerzas de impacto actuantes sobre el vehículo **Fuente:** Elaboración propia.

En la figura 32, se muestran cómo actúan las fuerzas de impacto calculadas en la tabla 5, sobre la estructura del chasis, las cuales son denotadas como cargas estáticas equivalentes.

Se establece que estas cargas se generan cuando el VTH es conducido a su máxima velocidad de diseño (20 km/h), transportando a un usuario con la mayor masa posible (máxima), el cual se moviliza por la zona urbana de la ciudad de Montería, usando la configuración para este terreno (más bajo centro de gravedad) y se produce un impacto con un resalto que posee la mayor altura encontrada.

El tercer punto hace referencia a la barra antivuelco, aquí las cargas críticas son establecida por los parámetros que da la American Society of Mechanical Engineers (ASME), que indica una carga de 2670 N respecto a la vertical a 12° y una carga lateral de 1330 N a la altura de los hombros; como se observan en la figura 33.

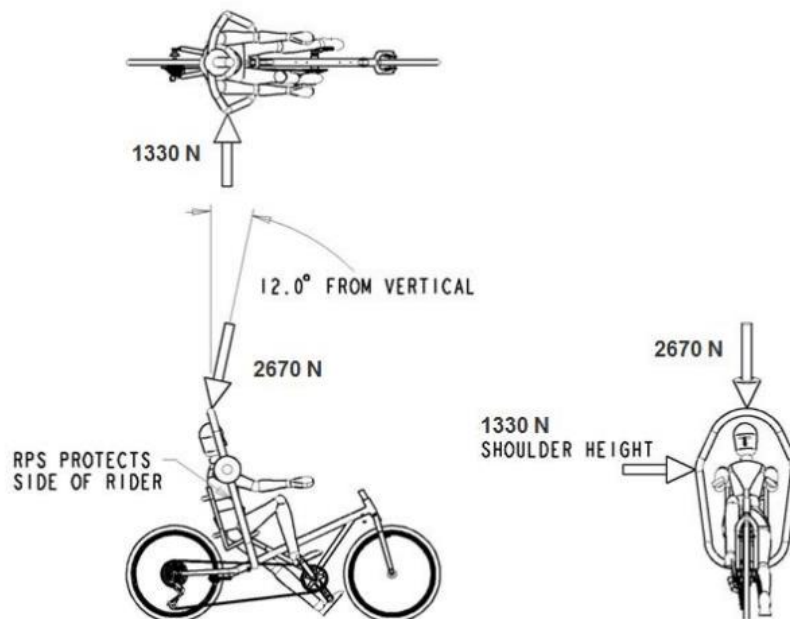


Figura 33. Cargas determinadas para la barra antivuelco **Fuente:** ASME, 2015.

4.3.4. Análisis de elementos finitos

El análisis se realizó por simulaciones (figura 36 a 41) para el tren delantero (sección frontal), tren trasero (sección posterior) y la barra antivuelco (sección lateral y superior), que es un factor importante para la seguridad del usuario. En la tabla 6, se definen las simulaciones respectivas para la estructura del chasis, de acuerdo a la carga crítica establecida y la sección de ubicación.

	Sección frontal	Sección posterior	Sección lateral	Sección superior
Carga de simulación (N)	2352	1656	1330	2670

Tabla 6. Secciones para simulaciones con su carga crítica **Fuente:** Elaboración propia.

Mediante estas simulaciones se determinaron las tensiones máximas de von Mises que se generan para el tren delantero, trasero, barra antivuelco lateral y vertical, luego se compararon estos valores con el límite elástico de los materiales establecidos, verificando cuál de las combinaciones para el dimensionamiento utilizado y espesores comerciales fue la más óptima al momento de soportar las cargas.

Este proceso empezó realizando, diferentes iteraciones variando las medidas y los espesores de las tuberías; con base en la investigación realizada, se optó por seleccionar inicialmente, las dimensiones más bajas que se encontraron en los catálogos comerciales (figuras 34 y 35), y se realizó la primera iteración combinando estas medidas junto a las propiedades de los materiales de cada tubería en la simulación. En la tabla 7, se muestran las diferentes dimensiones utilizadas en las iteraciones.

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTÁTICAS							UNIDADES DE EMPAQUE
DIAMETRO			Espesor pared e mm	PESO		ÁREA A cm ²	FLEXIÓN			Radio de Giro r cm	Módulo Plástico Z cm ³	TORSIÓN		
Nominal pulgadas	Exterior d cm	Interior d int. cm		P			Momento Inercia I cm ⁴	Módulo Sección S cm ³	Momento Inercia J cm ⁴			Módulo Elastico B cm ³		
				Negro kg/m	Galvanizado kg/m									
* 1/2"	2.05	1.75	1.50	0.70	0.75	0.89	0.40	0.40	0.67	0.54	0.81	0.79	37	
1/2"	2.07	1.67	2.00	0.93	0.99	1.17	0.52	0.50	0.66	0.70	1.04	1.00		
1/2"	2.07	1.57	2.50	1.12	1.16	1.43	0.60	0.58	0.65	0.83	1.21	1.17		
* 3/4"	2.58	2.28	1.50	0.90	0.97	1.15	0.85	0.66	0.86	0.89	1.70	1.32	37	
3/4"	2.61	2.21	2.00	1.21	1.27	1.51	1.11	0.85	0.86	1.17	2.22	1.70		
3/4"	2.61	2.11	2.50	1.45	1.51	1.85	1.31	1.00	0.84	1.40	2.61	2.00		
* 1"	3.29	2.99	1.50	1.16	1.25	1.48	1.83	1.11	1.11	1.48	3.66	2.23	37	
1"	3.29	2.89	2.00	1.55	1.63	1.94	2.33	1.42	1.10	1.91	4.66	2.83		
1"	3.29	2.79	2.50	1.87	1.95	2.39	2.78	1.69	1.08	2.32	5.56	3.38		
* 1 1/4"	4.22	3.92	1.50	1.50	1.62	1.92	3.99	1.89	1.44	2.49	7.98	3.78	19	
1 1/4"	4.22	3.82	2.00	2.01	2.13	2.53	5.11	2.42	1.42	3.23	10.23	4.85		
1 1/4"	4.22	3.72	2.50	2.44	2.55	3.12	6.17	2.92	1.41	3.95	12.33	5.85		
1 1/4"	4.22	3.62	3.00	2.90	3.01	3.70	7.16	3.39	1.39	4.63	14.32	6.78	19	
* 1 1/2"	4.83	4.53	1.50	1.73	1.86	2.20	6.03	2.50	1.66	3.28	12.06	5.00		
1 1/2"	4.83	4.43	2.00	2.32	2.45	2.91	7.81	3.23	1.64	4.29	15.62	6.47		
1 1/2"	4.79	4.29	2.50	2.78	2.91	3.56	9.20	3.84	1.61	5.15	18.41	7.69	19	
1 1/2"	4.83	4.23	3.00	3.34	3.47	4.27	10.97	4.55	1.60	6.15	21.94	9.09		
* 2"	5.99	5.69	1.50	2.16	2.33	2.75	11.76	3.93	2.07	5.12	23.53	7.85		
2"	5.99	5.59	2.00	2.90	3.07	3.64	15.29	5.10	2.05	6.72	30.59	10.21	19	
2"	5.99	5.49	2.50	3.52	3.69	4.51	18.64	6.22	2.03	8.25	37.28	12.44		
2"	5.99	5.39	3.00	4.21	4.37	5.36	21.76	7.27	2.01	9.72	43.53	14.53		
2"	6.02	5.22	4.00	5.52	5.68	7.06	28.02	9.31	1.99	12.66	56.05	18.62	7	
2 1/2"	7.24	6.84	2.00	3.52	3.73	4.42	27.41	7.57	2.49	9.91	54.83	15.15		
2 1/2"	7.24	6.74	2.50	4.29	4.49	5.49	33.56	9.27	2.47	12.22	67.12	18.54		
2 1/2"	7.24	6.64	3.00	5.13	5.33	6.54	39.44	10.90	2.46	14.45	78.87	21.79	7	
2 1/2"	7.24	6.44	4.00	6.72	6.92	8.59	50.42	13.93	2.42	18.73	100.83	27.86		
3"	8.82	8.42	2.00	4.32	4.57	5.50	50.40	11.42	3.03	14.88	100.80	22.85		
3"	8.82	8.32	2.50	5.26	5.51	6.73	61.93	14.04	3.03	18.38	123.87	28.07	7	
3"	8.82	8.22	3.00	6.30	6.54	8.03	73.05	16.56	3.02	21.81	146.11	33.12		
3"	8.82	8.02	4.00	8.28	8.52	10.59	94.11	21.33	2.98	28.41	188.23	42.66		
3"	8.89	7.79	5.50	11.29	11.51	14.41	125.84	28.31	2.96	38.31	251.67	56.62	7	
4"	11.35	10.95	2.00	5.58	5.91	7.11	108.88	19.19	3.91	24.86	217.75	38.37		
4"	11.35	10.85	2.50	6.81	7.14	8.72	134.30	23.67	3.93	30.80	268.60	47.33		
4"	11.35	10.75	3.00	8.16	8.49	10.41	159.03	28.02	3.91	36.63	318.05	56.05	7	
4"	11.35	10.55	4.00	10.76	11.08	13.76	206.45	36.38	3.87	47.97	412.91	72.77		
4"	11.43	10.23	6.00	16.07	16.31	20.41	300.21	52.53	3.83	70.45	600.42	105.06		
5"	13.97	13.29	3.40	11.43		14.56	338.30	48.43	4.82	63.18	676.59	96.86	1	
6"	16.82	16.14	3.40	13.83		17.60	597.85	71.09	5.83	92.35	1,195.71	142.18	1	
6"	16.82	16.02	4.00	16.21		20.83	695.82	82.74	5.81	107.87	1,391.64	165.47		
6"	16.82	15.82	6.00	24.02		30.57	1,006.83	119.72	5.74	157.93	2,013.67	239.44		
6"	16.82	15.40	7.10	28.26		35.93	1,168.01	138.88	5.70	184.39	2,336.03	277.77	1	
7"	19.37	18.37	5.00	23.27		29.64	1,320.23	136.32	6.67	178.08	2,640.46	272.63		
8"	21.91	20.91	5.00	26.40		33.63	1,928.04	176.00	7.57	229.24	3,856.09	351.99		
8"	21.91	20.81	5.50	28.97		36.91	2,106.27	192.27	7.55	250.99	4,212.54	384.53	1	
8"	21.91	20.27	8.20	42.55		54.33	3,025.24	276.15	7.46	364.91	6,050.48	552.30		
10"	27.31	25.45	9.30	60.31		77.06	6,709.03	491.41	9.33	647.21	13,418.06	982.83		
12"	32.39	30.33	10.30	79.65		101.46	12,482.05	770.85	11.09	1,012.99	24,964.10	1,541.71	1	
16"	40.64	38.10	12.70	123.30		157.08	30,465.73	1,499.30	13.93	1,989.18	60,931.45	2,998.60		
20"	50.80	48.26	12.70	155.12		197.62	60,839.28	2,387.37	17.52	3,116.27	121,278.56	4,774.75		
24"	60.96	58.42	12.70	187.06		238.15	106,112.10	3,481.37	21.11	4,525.56	212,224.20	6,962.74		

PERFIL ESTRUCTURAL CIRCULAR

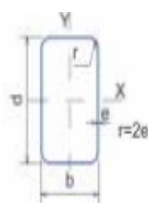
PERFIL ESTRUCTURAL CIRCULAR

Los perfiles tubulares COLMENA cumplen con la norma ASTM A-500 grado C. Esfuerzo de fluencia $F_y = 3.220 \text{ kg/cm}^2$ (46.000 psi) (322MPa).
 * Estos tubos se suministran en grado B Esfuerzo de Fluencia $F_y = 2.953 \text{ kg/cm}^2$ (42.000 psi) (295MPa).



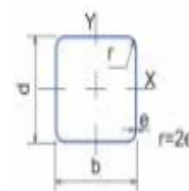
ACERO EN EVOLUCIÓN

Figura 34. Catalogo tubería circular negra COLMENA
Fuente: COLMENA, 2005



Los perfiles tubulares Colmena cumplen con la norma ASTM A-500 grado C.
Esfuerzo de Fluencia $F_y = 3.500 \text{ kg/cm}^2$ (50.000 psi) (350 MPa).

* Los tubos en espesor de 1.5mm se suministran en grado B esfuerzo de fluencia $f_y = 3.220 \text{ kg/cm}^2$ (46.000 psi) (322 MPa)



CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTÁTICAS												UNIDADES DE EMPAQUE
							FLEXIÓN						TORSIÓN						
Tamaños Nominales		REALES		Espesor pared	PESO		AREA	EJE X - X		EJE Y - Y		Módulo Plástico		Momento Inercia	Módulo Elástico				
PULGADAS	MILIMETROS	d	b	e	NINGRO	GALVANIZADO	A	Momento de Inercia Ix	Módulo Sección Sx	Radio de Giro rx	Momento de Inercia Iy	Módulo Sección Sy	Radio de Giro ry	J	I				
		mm	mm	mm	kg/m		cm²	cm⁴	cm³	cm	cm⁴	cm³	cm	cm⁴	cm³				
2X1/2	50 x 13	50.00	13.00	1.50	1.35	1.49	1.72	4.54	1.81	1.62	0.50	0.77	0.54	2.46	0.90	1.61	1.45	30	
2X1 1/16	50 X 30	52.00	27.00	1.50	1.73	1.90	2.20	7.72	2.97	1.87	2.78	2.06	1.72	3.70	2.54	6.71	5.56	25	
		51.59	27.24	2.00	2.52	2.88	2.95	9.68	3.75	1.81	3.59	2.62	1.10	4.72	3.68	8.79	4.54		
		52.00	27.00	2.50	2.81	2.98	3.58	11.35	4.44	1.80	4.09	3.03	1.07	5.69	3.58	10.41	5.31		
2 3/8X1 1/2	60 X 40	60.00	37.85	1.50	2.29	2.51	2.92	13.84	4.61	2.18	6.81	3.60	1.51	5.99	4.07	14.58	5.95	20	
		60.00	37.85	2.00	3.04	3.31	3.87	17.69	5.90	2.14	8.66	4.57	1.50	7.22	5.26	18.95	7.66		
		60.00	37.85	2.50	3.76	3.97	4.79	21.16	7.06	2.10	10.32	5.45	1.47	8.75	6.35	23.07	9.18		
		60.00	37.85	3.00	4.48	4.62	5.70	24.33	8.11	2.07	11.79	6.23	1.44	10.16	7.37	26.96	10.56		
		60.00	37.85	4.00	5.45	-	6.94	29.63	9.88	2.07	14.23	7.52	1.43	12.68	9.16	34.12	12.96		
		76.20	38.10	1.50	2.62	2.89	3.34	24.92	6.54	2.73	8.54	4.48	1.60	8.07	5.00	20.50	7.74		
3X1 1/2	76 X 38	76.20	38.10	2.00	3.52	3.79	4.49	32.06	8.42	2.67	10.90	5.72	1.56	10.48	6.47	26.65	9.93	16	
		76.20	38.10	2.50	4.29	4.55	5.46	38.64	10.14	2.66	13.05	6.85	1.55	12.75	7.85	32.48	11.94		
		76.20	38.10	3.00	5.04	5.30	6.42	44.67	11.73	2.64	14.98	7.86	1.53	14.89	9.14	38.00	13.79		
3 3/16 X 1 1/2	80 X 40	80.00	40.00	1.50	2.67	2.94	3.39	28.99	7.25	2.92	9.94	4.97	1.71	8.93	5.53	23.81	8.58	16	
		80.00	40.00	2.00	3.63	3.86	4.63	37.36	9.34	2.84	12.72	6.36	1.66	11.61	7.17	30.99	11.02		
		80.00	40.00	2.50	4.37	4.63	5.56	45.11	11.28	2.85	15.26	7.63	1.66	14.15	8.72	37.81	13.28		
		80.00	40.00	3.00	5.19	-	6.61	52.25	13.06	2.81	17.56	8.78	1.63	16.54	10.16	44.30	15.36		
3 1/2X2	90 X 50	90.17	50.00	1.50	3.20	3.54	4.08	44.88	9.96	3.32	18.15	7.26	2.11	12.09	8.07	41.02	12.32	16	
		90.17	50.00	2.00	4.32	4.65	5.50	58.15	12.90	3.25	23.41	9.36	2.06	15.78	10.52	53.63	15.93		
		90.17	50.00	2.50	5.26	5.59	6.70	70.59	15.66	3.25	28.28	11.31	2.05	19.31	12.84	65.75	19.32		
4X1 1/2	100 X 40	90.17	50.00	3.00	6.19	6.52	7.89	82.24	18.24	3.23	32.80	13.12	2.04	22.67	15.05	77.38	22.49	16	
		100.00	40.00	1.50	3.20	3.54	4.08	50.49	10.10	3.52	12.16	6.08	1.75	12.68	6.89	31.94	10.80		
		100.00	40.00	2.00	4.32	4.65	5.50	65.38	13.08	3.45	15.61	7.81	1.68	16.54	8.69	41.59	13.91		
4X2	100 X 50	100.00	40.00	2.50	5.26	5.59	6.70	79.32	15.86	3.44	18.78	9.39	1.67	20.73	10.59	50.77	16.80	16	
		100.00	40.00	3.00	6.19	6.52	7.89	92.34	18.47	3.42	21.67	10.84	1.66	23.75	12.38	59.49	19.48		
		100.00	50.00	2.00	4.95	5.33	5.74	74.98	15.00	3.62	25.67	10.27	2.12	18.50	11.46	61.72	17.75		
		100.00	50.00	2.50	6.04	6.41	7.09	91.20	18.24	3.59	31.06	12.42	2.09	22.67	14.01	75.68	21.54		
		100.00	50.00	3.00	7.11	7.48	8.41	106.46	21.29	3.56	36.06	14.42	2.07	26.66	16.44	89.09	25.09		
		100.00	50.00	4.00	9.16	-	10.95	134.14	26.83	3.50	44.95	17.98	2.03	34.10	20.93	114.32	31.55		
4 3/4X2 3/8	120 X 60	100.00	50.00	5,00	11,08	-	13,36	158,19	31,64	3,44	52,45	20,98	1,98	40,84	24,95	137,53	37,21	16	
		121,78	59,90	2,00	5,58	6,01	7,11	136,64	22,44	4,38	45,76	15,28	2,54	27,60	16,92	109,88	26,42		
		121,78	59,90	2,50	6,81	7,23	8,68	167,03	27,43	4,39	55,08	18,50	2,53	33,94	20,77	135,18	32,22		
		121,78	59,90	3,00	8,03	8,45	10,23	195,96	32,18	4,38	65,03	21,71	2,52	40,05	24,46	159,64	37,73		
		150,00	50,00	3,00	9,01	-	11,41	298,55	39,81	5,12	52,65	21,06	2,15	51,43	23,49	150,80	38,36		
		150,00	50,00	4,00	11,79	-	14,95	381,39	50,85	5,05	66,16	26,47	2,10	66,47	30,13	193,62	48,51		
6X4	150 X 100	150,00	50,00	5,00	14,97	-	18,36	456,29	60,86	4,99	77,87	31,15	2,06	80,48	36,20	233,01	57,52	16	
		150,00	100,00	6,00	21,69	-	27,63	834,69	111,29	5,50	444,19	88,84	4,01	136,68	103,30	957,04	147,81		
		180 X 65	180,00	65,00	3,40	11,34	-	14,54	456,03	57,00	5,60	111,47	34,30	2,77	72,15	38,32	296,23		61,09
8 X 2 3/4	200 X 70	180 X 65	180,00	65,00	4,00	14,45	-	18,55	709,17	78,80	6,18	142,35	43,80	2,77	101,25	49,11	396,12	79,21	9
		200,00	70,00	4,00	16,13	-	20,55	969,18	96,92	6,87	185,51	53,00	3,00	124,52	59,08	521,89	96,09		
		200,00	70,00	6,00	23,58	-	30,03	1.364,48	136,45	6,74	255,38	72,97	2,92	178,35	83,75	741,83	133,47		
10X6	250 X 150	200,00	100,00	4,00	18,01	-	22,95	1.199,71	119,97	7,23	410,78	82,16	4,25	148,04	91,70	988,08	142,01	9	
		250 X 150	250,00	150,00	5,00	30,11	-	38,30	3.104,18	264,33	9,28	1.507,99	201,06	6,27	319,76	225,48	5.292,28		337,32
		250 X 90	260,00	90,00	5,50	28,46	-	36,51	2.888,94	222,23	8,90	541,41	120,31	3,85	286,43	134,57	1.535,35		218,49
12X6	300 X 100	300,00	100,00	5,50	32,77	-	42,01	4.425,12	295,01	10,76	783,54	156,71	4,32	380,05	173,89	2.233,88	285,11	6	
		300,00	100,00	7,00	41,10	-	52,78	5.455,64	363,71	10,17	954,71	190,84	4,25	472,62	215,04	2.764,22	348,77		
		350 X 150	350,00	150,00	7,00	52,75	-	66,78	10.222,35	584,13	12,37	2.732,02	364,27	6,40	733,37	405,79	7.069,57		643,79
16X8	400 X 200	400,00	200,00	9,00	80,60	-	102,67	21.303,00	1.065,15	14,40	7.274,28	727,43	8,42	1.319,09	816,15	17.621,93	1.258,57	4	



Dirección: Transversal 60 N° 45A-85 Sur - Sevillana.
Tels: (1) 7280211 - 724 46 55. Fax: (1) 7240171. Bogotá, D.C.
www.tuboscolmena.com

Figura 35. Catálogo tubería rectangular negra COLMENA
Fuente: COLMENA, 2005

	Iteración	Tamaño nominal	Espesor (mm)	Esfuerzo de fluencia (MPa)
Tubería principal (Rectangular)	1	50×13 mm	1,5	322
	2	50×30 mm	1,5	
	3		2,0	
Tubería Complementaria (Circular)	1	1/2 in	1,5	295
	2		2,0	322
	3		2,5	
Placas	1	-	1,5	250
	2		2,5	
	3		3,0	

Tabla 7. Dimensiones comerciales utilizadas en las iteraciones

Fuente: Elaboración propia.

Luego, se realizó una segunda iteración, con las dimensiones encontradas en la segunda línea de los catálogos, así mismo una tercera iteración, utilizando la tercera línea de las dimensiones y propiedades encontradas; la tubería rectangular, tubería circular y placas, fueron los elementos analizados en las iteraciones. La masa y el Factor de Seguridad (F.S.) fueron los criterios claves al momento de seleccionar las dimensiones más apropiadas.

	Sección crítica	Iteración	Esfuerzo de vonMises (MPa)	F.S.	Masa (kg)		
					1	2	3
Tubería principal (Rectangular)	Delantera	1	518,38	0,62	8,6	11,4	14,3
		2	346,32	0,93			
		3	227,13	1,41			
Tubería complementaria (Circular)	Lateral	1	332,13	0,88			
		2	101,36	3,17			
		3	95,36	3,37			
Placas	Delantera	1	494	0,5			
		2	228,29	1,09			
		3	191,95	1,30			

Tabla 8. Esfuerzos críticos obtenidos para cada tubería en las diferentes iteraciones

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 8 y para la primera iteración se evidencian fallas considerables en toda la estructura del chasis, descartando por completo el dimensionamiento comercial usado para esta primera iteración. En segunda iteración, se observa la manifestación de una falla en la tubería principal y un bajo F.S. en las placas; la masa es $< 12 \text{ kg}$, por lo se toma como un resultado admisible, debido a que se tiene la posibilidad de que al mejorar el espesor de placa, se garantice un F.S. adecuado en la tubería principal. En la tercera iteración se observa que la masa está por encima de 14 kg , descartando por completo la combinación de medidas utilizadas en esta iteración para el chasis. Como decisión final del dimensionamiento óptimo del chasis, se establece tomar como base las medidas de la segunda iteración, ya que es el único resultado admisible; seleccionando solo los valores de la tubería principal y complementaria. Se decide tomar para las placas el espesor utilizado en la tercera iteración, con el fin de mejorar el F.S. de estas mismas y elevar el F.S. de la tubería principal (0,93), a un resultado por encima de la unidad. Las dimensiones seleccionadas para la última iteración se muestran en la tabla 9.

	Tamaño nominal	Espesor (mm)	Esfuerzo de fluencia (MPa)
Tubería principal (Rectangular)	50×30 mm	1,5	322
Tubería Complementaria (Circular)	1/2 in	2,0	322
Placas	-	3,0	250

Tabla 9. Dimensiones finales seleccionadas **Fuente:** Elaboración propia.

Así se realizó la simulación final, utilizando las dimensiones seleccionadas de las iteraciones para estos elementos; los resultados que se evidencian en la tabla 10, muestran que los factores de seguridad y la masa encontrados, son los mejores para la combinación de

dimensiones comerciales seleccionada, que arrojaron las diferentes iteraciones vistas anteriormente; se nota un cambio en la sección crítica para la tubería complementaria, que inicialmente (en las iteraciones), se encontraba en la sección lateral y finalmente (en la simulación final), se da en la sección superior.

Simulación final

	Sección crítica	Esfuerzo de vonMises (MPa)	F.S.	Masa (kg)
Tubería principal (Rectangular)	Delantera	282,4	1,14	11,7
Tubería complementaria (Circular)	Superior	229,2	1,40	
Placas	Delantera	188,3	1,32	

Tabla 10. Resultados finales de las simulaciones **Fuente:** Elaboración propia.

En la figura 36, se muestra la simulación crítica para el chasis principal, con la respectiva ampliación (1: 200), del área donde se genera el mayor esfuerzo; como se evidencia, este se ubica en la parte donde el punto articulado une la estructura de la suspensión al chasis principal. Para esta tubería, la deformación unitaria equivalente es de 0,00113 ESTRN y el desplazamiento máximo es de 0,55 *mm*.

En la figura 37, se presenta la simulación crítica para la tubería complementaria, la cual corresponde a la simulación en la sección superior de la barra antivuelco, como se observa el esfuerzo se presenta en uno de los bordes donde se hace la unión por soldadura, con la tubería principal en el soporte del espaldar del VTH. El desplazamiento máximo para esta tubería es de 0,045 *mm* y la deformación unitaria equivalente es de 0,000284 ESTRN.

SIMULACIÓN FINAL
Tubería principal

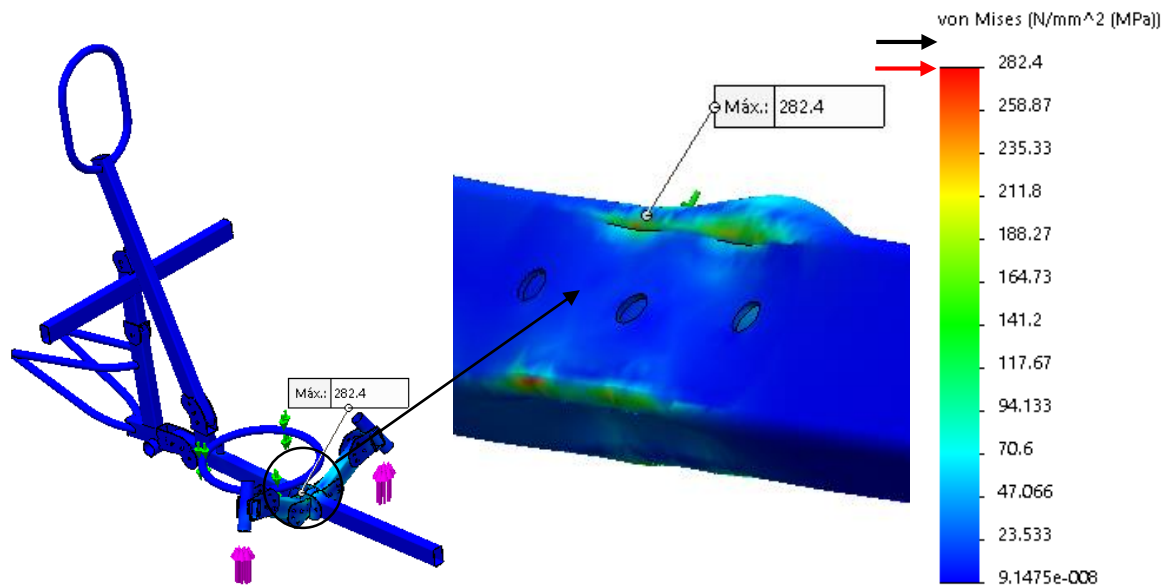


Figura 36. Simulación crítica para la tubería principal. Carga en la sección frontal del chasis; ampliación del punto de falla **Fuente:** Elaboración propia.

Tubería complementaria

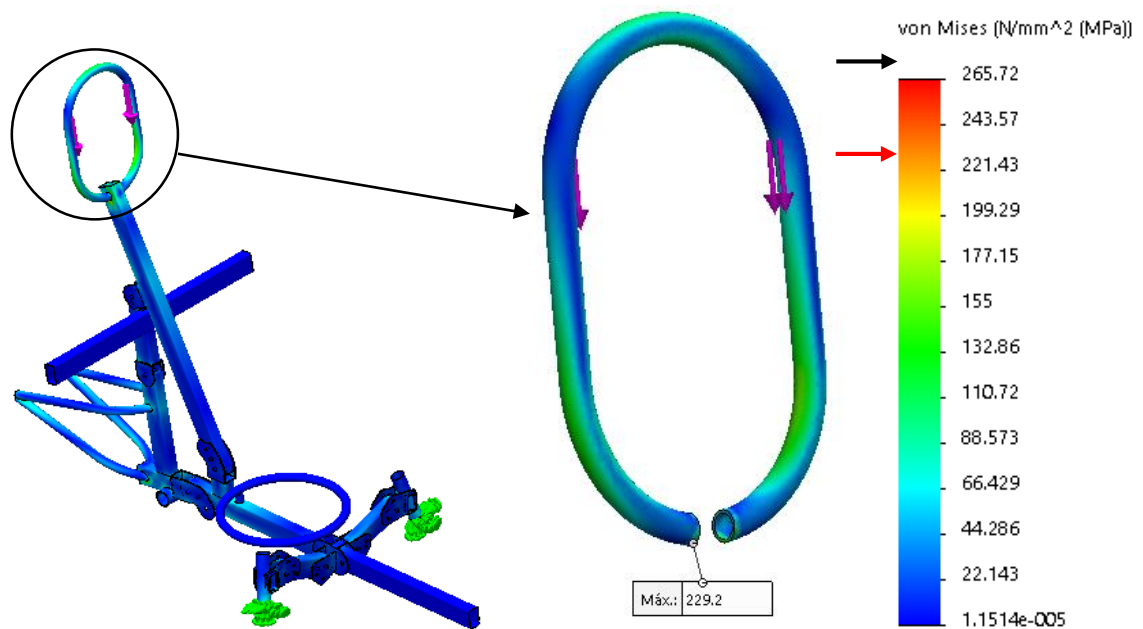


Figura 37. Simulación crítica para la tubería secundaria. Carga en la sección superior del chasis (barra antivuelco vertical) **Fuente:** Elaboración propia.

Placas

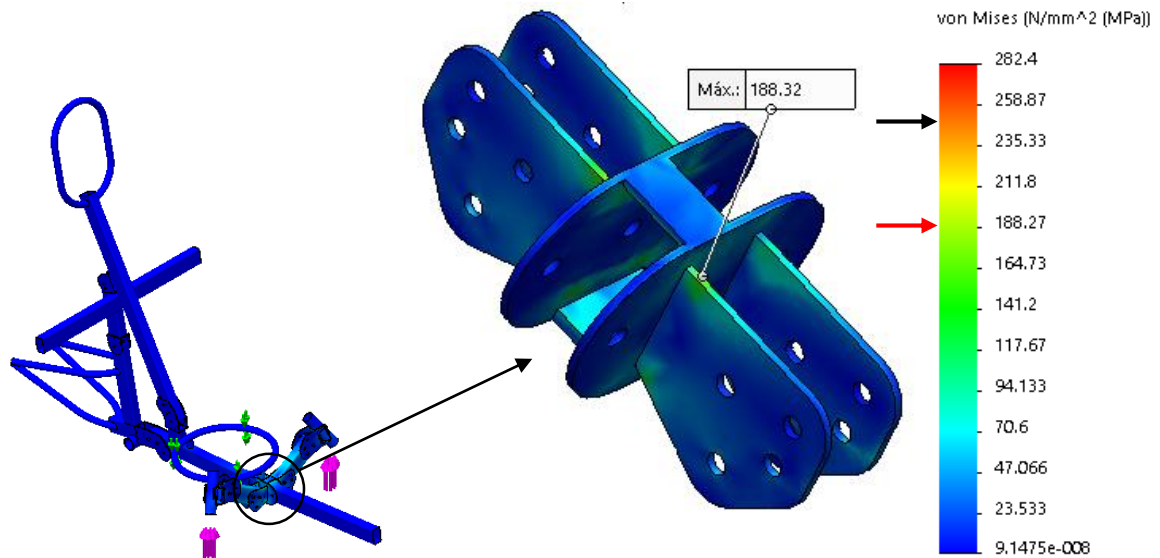


Figura 38. Simulación crítica para las placas. Carga correspondiente a la sección frontal del chasis **Fuente:** Elaboración propia.

En la figura 38, se observan los resultados correspondientes a la simulación de la sección frontal, pero se determinan los esfuerzos a los que están sometidos las placas, haciendo una ampliación se verifica que el esfuerzo máximo, se presenta en la placa del punto articulado entre la suspensión (brazo de suspensión) y la tubería principal, muy cerca de la zona donde se presenta el esfuerzo máximo de la tubería principal. La deformación unitaria equivalente para las placas corresponde a un valor de 0,000645 ESTRN, y el desplazamiento máximo de estas es de 0,6 *mm*.

En otra iteración para las espigas, donde se realizaron simulaciones con diferentes espesores, se determinó cuáles fueron las dimensiones seleccionadas, con base principalmente a su disponibilidad comercial y F.S. asociado. En la figura 39, se muestra la simulación final de la espiga, se observa que el esfuerzo máximo se da en el límite de esta y la unión con el eje,

la escala de deformación mostrada es de 1: 100, el desplazamiento máximo que se genera es de 0,15 *mm* y la deformación unitaria equivalente es de 0,00106 ESTRN.

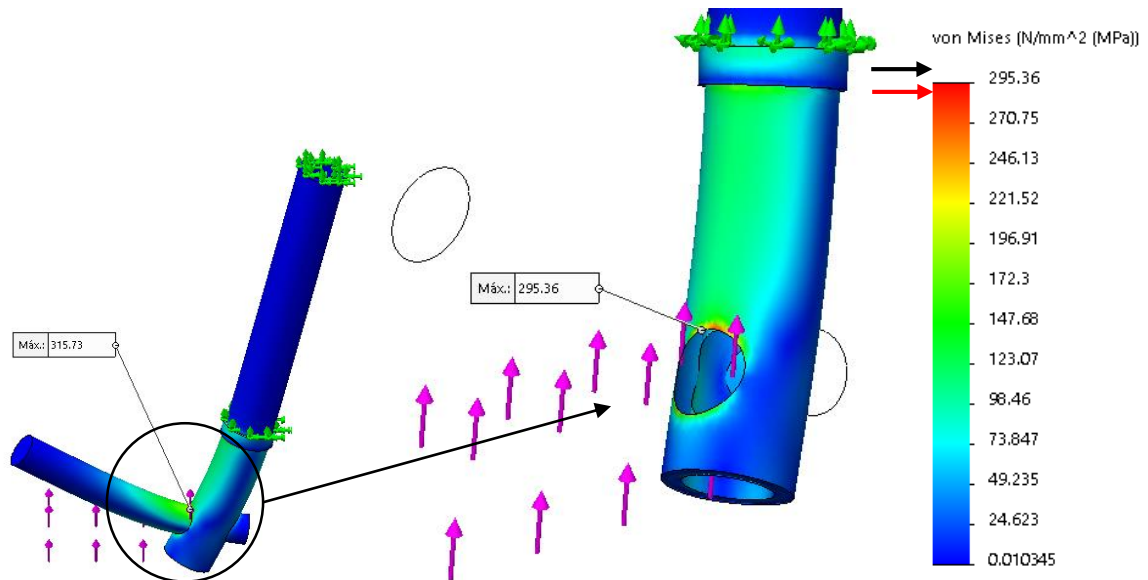


Figura 39. Simulación crítica para las espigas. Carga correspondiente a la sección frontal, espesor 4 *mm* **Fuente:** Elaboración propia.

Espesor (mm)	Esfuerzo de vonMises (MPa)	F.S.	Disponibilidad comercial
1	465,75	1,13	no
2	375,15	1,41	no
3	360,38	1,47	no
4	295,36	1,79	si

Tabla 11. Resultados de la simulación de espigas **Fuente:** Elaboración propia.

Como se observa en la tabla 11, las espigas alcanzan muy buenos factores de seguridad, desde espesores de 1 y 2 *mm*; si se tiene en cuenta el factor de seguridad y la masa se podría decir que la espiga de 2 *mm* es la óptima a seleccionar; sin embargo no se tiene disponibilidad comercial para esta, ni para los otros espesores; solo se encontró disponibilidad de la espiga de 4 *mm*, que al compararla con la de 2 *mm*, se estima que se produce una variación en la masa equivalente a 0,4 *kg* al aumentar el espesor al doble, sin

embargo se resolvió que es preferible aceptar este pequeño aumento en la masa, que asumir el costo por la manufactura de una espiga con el mejor material y espesor indicado.

En todas las simulaciones realizadas, se hace uso de la herramienta para el Análisis de Elementos Finitos (FEA) y utilizando el software de diseño asistido por computador SolidWorks® Premium 2016, se establecen las medidas y espesores para las placas, espigas, pernos, tuberías de perfil rectangular y circular con las que se logró la mejor relación para soportar los esfuerzos, reduciendo en lo mayor posible la masa y sin dejar de lado la disponibilidad comercial. La simulación final empleó una malla sólida de 4 puntos jacobianos basada en curvatura, el tamaño máximo de los elementos fue de 23,45 *mm* y el mínimo de 4,69 *mm*, la calidad de malla fue de elementos cuadráticos de alto orden con un número total de nodos de 302.663 y un número total de elementos de 154.287. El solver utilizado fue el Direct sparse para grandes problemas, el cual utilizó 907.368 grados de libertad (GDL), el tiempo de solución fue de 16,57 minutos.

4.3.5. Cálculo y selección de pernos

Los pernos cumplen una labor muy importante en la funcionalidad de los puntos articulados, su cálculo se realizó mediante diferentes simulaciones donde se sometieron a esfuerzos de tracción derivada de las diferentes cargas sobre el chasis (frontal, posterior, lateral, superior) y se seleccionó el material, de manera tal que la resistencia a la tracción de este, es mayor a la encontrada en la simulación; se estableció como material de prueba un acero AISI 304 con un esfuerzo de fluencia de 205 MPa y una resistencia a la tracción de 520 MPa.

Con el esfuerzo máximo al que los pernos están sometidos se realiza la selección dividiéndolos en dos tipos, los pernos ejes o anclajes para los que se seleccionó un perno hexagonal grado 8 UNF pavonado en acero (aleado, templado y revenido) bajo la norma ASTM A354 grado BD, con una resistencia a la tracción de 1034 MPa y los pernos de acople, seleccionados en acero ASTM A449 TIPO 1 de medio carbono, templado y revenido UNC, los cuales cuentan con un sistema de liberación rápida para cumplir con su funcionalidad en los puntos articulados. Ambos pernos son muy comunes comercialmente en ferreterías y tiendas de accesorios de bicicletas respectivamente.

En la figura 40, se muestra la simulación crítica de los pernos ejes, esta corresponde a la sección frontal, donde los pernos son sometidos a esfuerzos de tracción; el esfuerzo máximo se presenta en uno de los pernos laterales externos, ubicado en el punto articulado que sostiene las espigas de la dirección y manubrios. Se da entonces un desplazamiento máximo de 0,42 mm y una deformación unitaria equivalente a 0,00182 ESTRN.

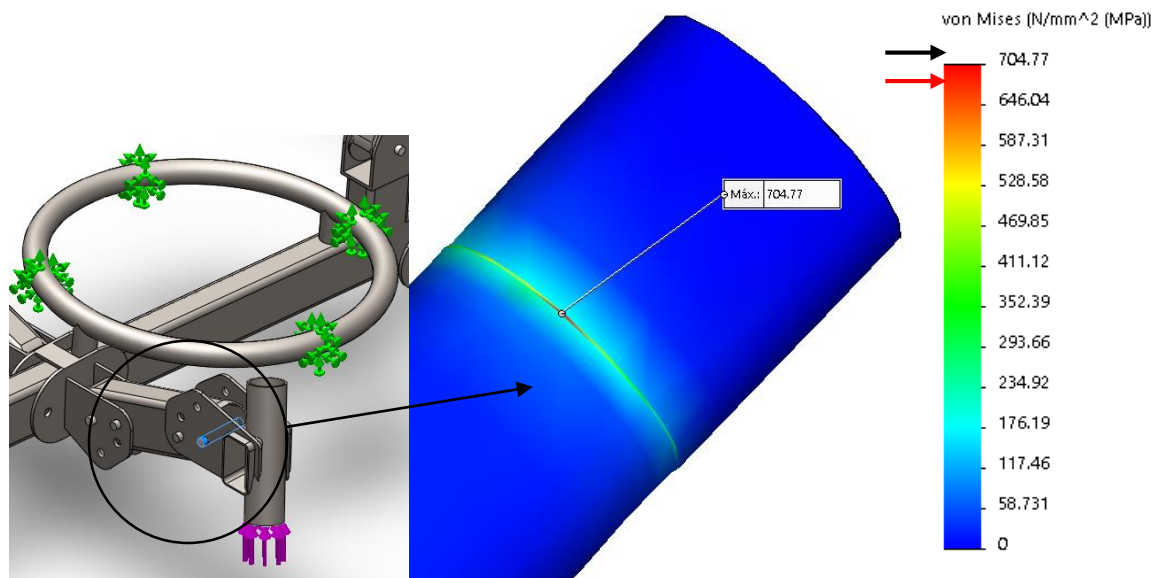


Figura 40. Esfuerzo de tracción máximo para pernos ejes. (704,77 MPa), simulación crítica correspondiente al tren delantero **Fuente:** Elaboración propia.

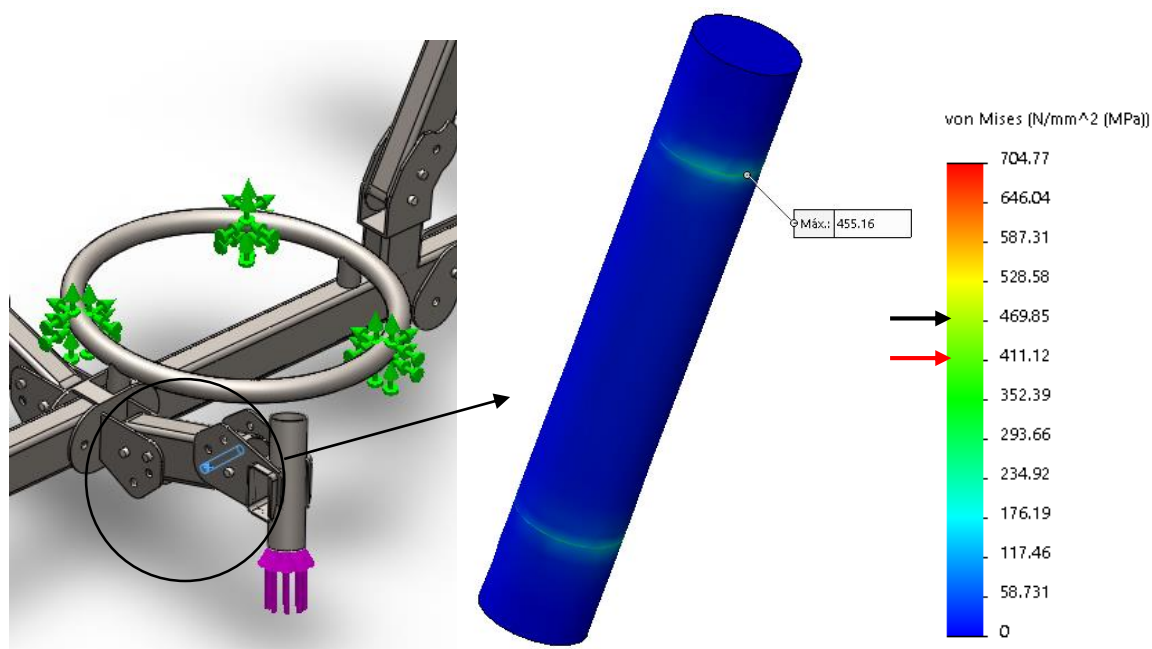


Figura 41. Esfuerzo de tracción máximo para pernos de acople. (455,16 MPa), simulación crítica correspondiente al tren delantero **Fuente:** Elaboración propia.

En la figura 41, se muestra el perno de anclaje donde se presenta el mayor esfuerzo a la tracción, la simulación es la correspondiente a la sección frontal. Al igual que los pernos eje, estos pernos se encuentran ubicados en el punto articulado que une la suspensión con la espiga de la dirección; se presenta para los pernos de anclaje un desplazamiento máximo de 0,316 mm y una deformación unitaria equivalente de 0,00182 ESTRN.

	Norma	Esfuerzo de fluencia	Resistencia a la tracción	Proceso	F.S.	Diámetro
Pernos ejes	ASTM A354 grado BD	896 MPa	1034 MPa	Aleado Templado Revenido	1,46	5/16"
Pernos acople	ASTM A449 TIPO 1	828 MPa	620 MPa	Medio Carbono Templado Revenido	1,36	8 mm

Tabla 12. Características de los materiales seleccionados **Fuente:** Elaboración propia.

Con la denominación más baja encontrada en catálogos $1/4"$, se obtuvo un F.S. de 0,87 para los pernos ejes, por lo que se optó usar la siguiente dimensión de $5/16"$ (encontrándose comercialmente en 8 mm). En la tabla 12 se evidencian los resultados de la simulación crítica y final de los pernos, con el correspondiente material seleccionado; estos valores satisfacen el menor tamaño posible y una alta disponibilidad comercial a bajo costo.

4.3.6. Transmisión del VTH

La transmisión del VTH posee características como bajo número de piezas, reducida resistencia a la tracción ejercida por el piloto, asegura la mínima intervención del usuario al cambiar las posiciones del vehículo, manteniendo su funcionalidad. Se determinó seleccionar una transmisión de tipo piñón-cadena, basándose en las cualidades y el rendimiento que le brinda está a una bicicleta todoterreno. Se definió que el vehículo cuente con un sistema de cambios de velocidad, para facilitar los desplazamientos por las pendientes de la ciudad, cuya medida máxima se encontró en la calle 41 con avenida primera, con un valor de 5° .

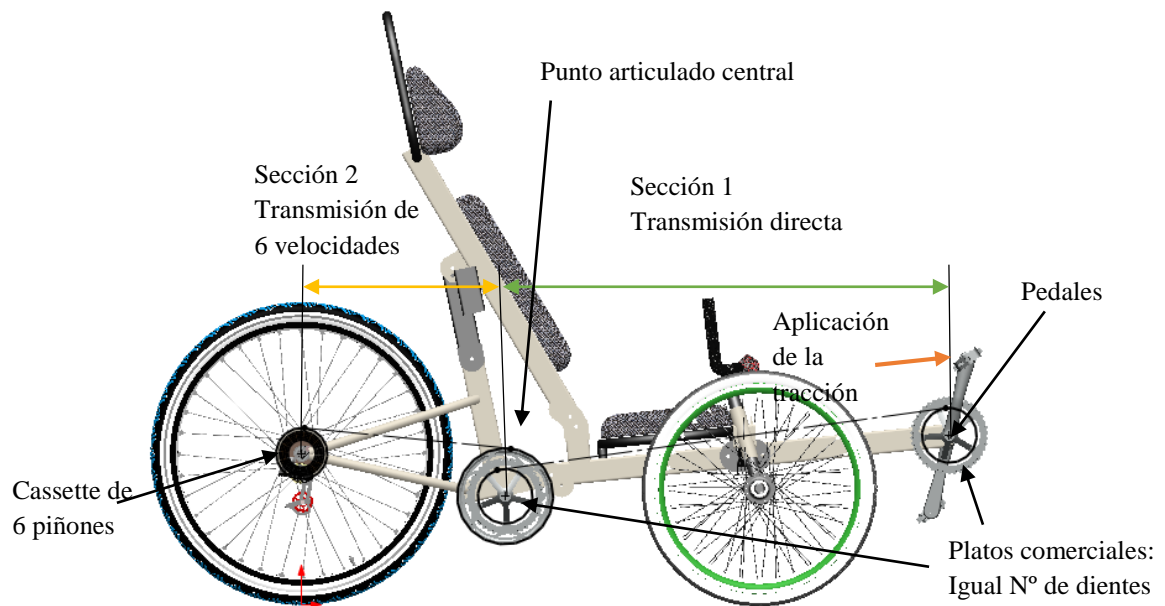


Figura 42. Características del sistema de transmisión **Fuente:** Elaboración propia.

En la figura 42, se puede apreciar una transmisión directa desde los pedales hasta el punto articulado central del vehículo, la cual utiliza piñones comerciales con un bajo número de dientes, para que la tracción ejercida por el piloto se vea reducida. La división de la transmisión, se ubica respecto al diseño de la estructura, de tal manera que esta se combina con el punto articulado central del vehículo y al momento de modificar las posiciones, la transmisión no se ve afectada.

El segundo segmento de la transmisión como se muestra, va desde el mismo punto articulado central, pero con un piñón de mayor número de dientes, hasta un cassette que cuenta con 6 piñones con los que se realizan los cambios de velocidad del vehículo, facilitando el uso de este en pendientes. El número de dientes de los piñones de los platos y cassette son comerciales, de amplia medida utilizados en transmisiones de bicicleta y con estas bases se realizan los cálculos pertinentes del sistema.

4.3.6.1. Cálculo de la transmisión del VTH

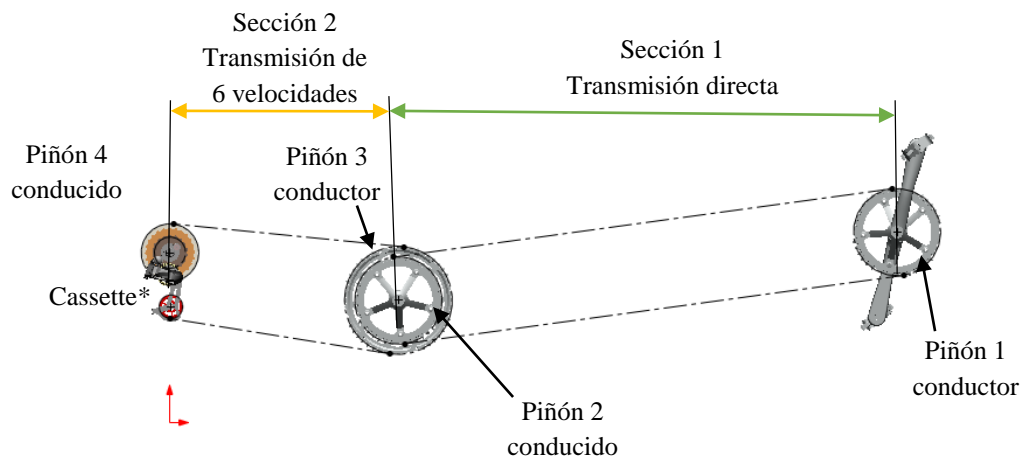


Figura 43. Sistema de transmisión propuesto. Elementos correspondientes a la doble transmisión piñón-cadena **Fuente:** Elaboración propia.

Debido a la condición de adaptabilidad del chasis, se decide realizar un sistema de doble transmisión (figura 43), el cual posee un tramo directo desde el plato hasta el centro del vehículo y seguido a este, se cuenta con un tramo que dispone de un juego de velocidades para su uso principalmente en pendientes.

Para los cálculos en primer lugar, se definió según la documentación investigada que la potencia necesaria que le entrega un usuario al vehículo para alcanzar la velocidad máxima de diseño (20 km/h), está establecida por los siguientes criterios: Una persona en excelente estado físico puede generar en un VTH de (3 a 5) veces (75 W) en uso prolongado, a niveles óptimos de fuerza y velocidad durante cortos espacios de tiempo (pocos minutos). Así la potencia suministrada por un usuario será de $P = 350 \text{ W}$.

Haciendo la conversión tenemos: $0,35 \text{ kW} / 0,746 \approx 0,47 \text{ HP}$

Seguido se realiza la conversión de la velocidad de diseño a rpm para el cassette y con esta se calcula la velocidad del piñón conductor también en rpm ; se tiene que $20 \text{ km/h} \approx 5,5556 \text{ m/s}$. Se sabe que la llanta trasera consta de un radio de 13" y gira de acuerdo a la velocidad de diseño, entonces se tiene por conversión que el eje de la llanta y por lo tanto el cassette, estará girando a una velocidad de 161 rpm :

$$RPM = \frac{5,5556 \frac{m}{s}}{0,3302 \text{ m} * 0,10472} = 161 \text{ rpm}$$

Ahora analizando la relación de velocidad para el piñón impulsor se tiene que en consecuencia a la velocidad del cassette, el impulsor y la primera sección deberían girar a:

$$n_2 = n_1 N_1 / N_2$$

$$n_2 = 161 \text{ rpm} * 16 \text{ dientes} / 38 \text{ dientes} = 68 \text{ rpm}$$

Para la primera sección, se seleccionaron los piñones, buscando establecer valores iniciales para un proceso de iteración y basándose en el número de dientes disponibles comercialmente en platos genéricos de bicicletas todoterreno, de los cuales se escogió el de menor número de dientes y mayor economía, de los disponibles en el almacén Ciclo Águila de la ciudad de Montería en el año 2016, buscando disminuir el trabajo realizado por la cadena, el peso del sistema y aumentar el ahorro de espacio. Se define una relación de transmisión para esta sección, tomando como criterio que solo es una extensión utilizada para mejorar la eficiencia y darle soporte al sistema de plegado. Se seleccionó el número de dientes del tercer piñón, escogiendo comercialmente para la iteración inicial el de tamaño mediano y para el cuarto piñón (donde se ubica el sistema de cambios) se decide escoger el de menor número de dientes para los cálculos, que según las recomendaciones de diseño, genera la mayor relación de transmisión posible y así la cadena se ve limitada por la mayor fatiga posible; seguido se establecieron las diferentes relaciones de transmisión con las cuales cuenta el vehículo en su sistema de cambios de velocidad.

Primera sección: el número de dientes del piñón 1 es 28. La relación de transmisión seleccionada es 1: 1, por lo tanto el número de dientes del piñón 2 es 28.

Segunda sección: el número de dientes piñón 3 es 38. El número de dientes del piñón 4 (para los cálculos) es 16. Por lo tanto la relación de transmisión seleccionada es de 8: 19, es decir que por cada ocho vueltas del impulsor el cassette realizara 19, lo que significa que es una relación de ampliación de velocidad.

Para el sistema de cambios de velocidad, las relaciones quedan establecidas según el número de dientes de los piñones encontrados comercialmente como: piñón de 16 dientes, relación (1) 8:19; piñón de 18 dientes, relación (2) 9:19; piñón de 20 dientes, relación (3) 10:19; piñón de 22 dientes, relación (4) 11:19; piñón de 24 dientes, relación (5) 12:19; piñón de 28 dientes, relación (6) 14:19.

INTERMEC

www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD

CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 35 PASO 3/8"

R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR

No. de dientes piñón conductor	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800
35	0.34	0.64	1.71	2.70	3.66	4.59	5.95	7.27	8.56
40	0.39	0.73	1.97	3.12	4.23	5.30	6.87	8.40	9.89
	Lubricación Tipo A		Lubricación Tipo B						

LUBRICACIÓN **TIPO A**: A mano, con aceitera o brocha.
LUBRICACIÓN **TIPO B**: En baño de aceite o por salpique.
LUBRICACIÓN **TIPO C**: Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas está basada en los estándares de la ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association).

INFORMACIÓN INTERMEC

Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique la capacidad por:

No. DE HILERAS	FACTOR
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Figura 44. Resumen de la tabla de capacidad e interpolación. Selección de cadena y tipo de lubricación, catálogo de transmisión por piñón-cadena de INTERMEC®, página 50

Fuente: INTERMEC, 2013.

Finalmente con la potencia de diseño para condiciones moderadas de trabajo, se remitió al catálogo de la figura 44, donde se realizó una interpolación y de acuerdo a los factores

establecidos se seleccionó la cadena a utilizar en el VTH y su tipo de lubricación. Seguido se establecieron las características de la cadena seleccionada, el factor de hileras múltiples y el factor de corrección de dientes. Luego con esto se calcularon las potencias nominales para la placa y el rodillo, seleccionando la de menor valor como potencia tabulada (dato indicativo de la limitación por fatiga en alguno de los dos elementos).

Como se definió anteriormente, la potencia neta de diseño bajo condiciones moderadas de trabajo es: $H_{nom} = \boxed{0,47 \text{ HP}}$

Con referencia a la tabla de capacidad de la figura 44, donde se realiza una interpolación, la cual indica que según el número de dientes del piñón conductor (38), la potencia de diseño (0,47 HP) y las revoluciones por minuto del piñón conductor (68 rpm), se debe seleccionar una cadena estándar sencilla de rodillos N° 35 pasó 3/8", la cual según la interpolación soporta una potencia de 0,49 HP y su lubricación es tipo A (a mano, con aceitera o brocha).

Las características de la cadena seleccionada son las que se muestran en la figura 45.

Tabla 17-19 Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo. (Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.)						
Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3.470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—

Figura 45. Dimensiones de la cadena estándar sencilla N° 35. Tabla 17-19 del libro Shigley 9 ED **Fuente:** Shigley 9ED, 2012.

Tabla 17-23Factores de hileras múltiples,
 K_2

Número de hileras	K_2
1	1.0
2	1.1
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Figura 46. Factores de hileras múltiples K_2 . Según la tabla 17 -23 del libro Shigley 9 ED
Fuente: Shigley 9ED, 2012.

Tabla 17-22Factores de corrección de
dientes, K_1

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
...
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Figura 47. Factores de corrección K_1 . Tabla 17 -22 del libro Shigley 9 ED y para: $N_1=38$
Fuente: Shigley 9ED, 2012.

Según la figura 46, se tiene que el factor de hileras múltiples tiene un valor de $K_2 = 1$. Se establece el factor de corrección de dientes K_1 para $N_1 = 38$, según tabla mostrada en la figura 47 y se calcula como se muestra:

$$\text{preextremo: } K_1 = \left(\frac{38}{17}\right)^{1.08} = 2,383$$

$$\text{posextremo: } K_1 = \left(\frac{38}{17}\right)^{1.5} = \boxed{3,341}$$

Se seleccionó el factor de corrección mayor, para el caso el de la potencia posextremo.

Con base en las ecuaciones 38 y 39, correspondientes a las ecuaciones 17-32 y 17-33 del libro Shigley 9ED se calculan las siguientes potencias nominales:

$$H_1 = 0,004N_1^{1,08}n_1^{0,9}p^{(3-0,07p)} \quad hp \quad (38)$$

$$H_2 = \frac{1000K_r N_1^{1,5} p^{0,8}}{n_1^{1,5}} \quad hp \quad (39)$$

Dónde:

N_1 = número de dientes en la catarina impulsora

n_1 = velocidad de la catarina, *rpm*

p = paso de la cadena, pulg

$K_r = 29$ para números de cadena 25, 35; 3.4 para cadena 41; y 17 para cadenas 40-240

La potencia nominal para la placa seria:

$$H_1 = 0,004(38)^{1,08}(68)^{0,9}(0,375)^{(3-0,07*0,375)} = 0,49 \quad hp$$

La potencia nominal para el rodillo es:

$$H_2 = \frac{1000(29)(38)^{1,5}(0,375)^{0,8}}{(68)^{1,5}} = 5527,58 \quad hp$$

Se halla el valor de la potencia tabulada, en este caso es el mínimo entre los valores anteriores:

$$H_{tab} = \min(0,49 - 5527,58)$$

$$\boxed{H_{tab} = 0,49 \quad hp}$$

Como se observa de acuerdo al resultado, la potencia de la cadena está limitada por la fatiga del eslabón de la placa. Finalmente se halla la potencia permisible mediante la ecuación 40 equivalente a la ecuación 17-37 del libro Shigley 9ED.

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (40)$$

$$H_a = (3,341)(1,0)(0,49)$$

$$\boxed{H_a = 1,637 \text{ hp}}$$

La potencia que se debe transmitir se calcula según la ecuación 41 o 17-38 del libro Shigley 9ED. En concordancia con la tabla 17-15 del libro Shigley 9ED, se sugiere tomar un impacto ligero y así se establece un $K_s = 1,2$. Se toma un factor de diseño de impacto moderado (diversidad de terrenos y altas vibraciones) $n_d = 1,1$.

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (41)$$

$$H_d = (0,47)(1,2)(1,1)$$

$$\boxed{H_d = 0,6204 \approx 0,63 \text{ HP}}$$

Basándose en la capacidad de la cadena comercial, sus fabricantes y el factor posextremo, tenemos que su vida útil es de 15.000 horas a carga completa.

Para una mejor disposición de seguridad y además buscando una distancia entre centros conforme a la estructura del diseño, donde la distancia para la segunda sección de la transmisión, presenta una tolerancia desde 19" hasta 19,25". Se escoge una longitud en pasos de 129. Esto es: $L/p = 129$

$$A = \frac{38 + 16}{2} - 129 = -102$$

$$C_2 = \frac{0,375}{4} \left[102 + \sqrt{102^2 - 8 \left(\frac{16 - 38}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$\boxed{C_2 = 19,1''}$$

Para la primera sección, se tiene que la medida correspondiente al diseño de la estructura desde el centro del piñón 4 hasta el centro del piñón 1, está establecida en 58", con lo cual se determina que la distancia entre centros de los piñones 1 y 2 es de $C_1 = 58 - 19,1 = 38,9''$

En la posición rural, el sistema de modificación hace que la distancia entre centros para la primera sección disminuya de 38,9" a 38,2"; por lo tanto se ve reflejada la utilización de un tensor y además se utiliza la medida más grande para establecer la longitud de la cadena, como se muestra a continuación:

$$38,9 = \frac{0,375}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{16 - 38}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Se tiene que un valor de A que satisface esta condición es de $A = -207,58$. Con este valor de A se procede a hallar la longitud en pasos como:

$$A = \frac{28 + 28}{2} - \frac{L}{p} = -207,58 \rightarrow \frac{L}{p} = 235,58 \cong 236$$

Como se dijo existe la necesidad del uso de un tensor para este sistema en la primera sección y para el cambio de velocidades en la segunda sección, por lo que las longitudes de paso

reales, son mayores en un 10% a las establecidas en el cálculo. No se ve la necesidad de realizar más iteraciones.

4.3.7. Diseño de los ejes

Para el diseño de los ejes se deben considerar las cargas máximas a las que cada uno estará sometido, mientras esté realizando su trabajo. Las cargas seleccionadas para el diseño, corresponden a las cargas críticas calculadas, carga de impacto tren delantero $f_e = 2352\text{ N}$; cada una de las ruedas delanteras equivale a la mitad de la carga de impacto en el tren delantero, por lo que la carga para cada rueda delantera será: $f_d = 1176\text{ N}$

La carga de impacto para el tren trasero será: $f_e' = f_t = 1656\text{ N}$

Para ambos casos después de tener el valor de las reacciones, conociendo el dimensionamiento de la posición de los rodamientos y el tipo de apoyo en el eje, se procede a graficar el diagrama de cuerpo libre, el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector; con la ayuda del software MDSolids 4.1; con lo que se definieron los momentos máximos, mínimos y medio, para cada eje.

Después de los resultados anteriores se realizó el diseño inicialmente por los cálculos de resistencia de materiales $\left(\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{max}C}{I}; \sigma_m = \frac{M_mC}{I}\right)$ y se definió un factor de seguridad de 2, el cual garantiza que los ejes no fallarán, en las condiciones sometidas; considerando un material para ejes ASTM 1045 CD con una resistencia última a la tensión de 630 MPa y una resistencia a la fluencia de 530 MPa, basándose en la teoría del texto

Shigley 9ED, se obtiene con la ecuación de fluencia estática de Langer $\left(\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n}\right)$ una idea aproximada de los posibles diámetros de cada eje.

Luego se realizó el diseño por fatiga, hallando inicialmente el límite de resistencia a la fatiga S'_e , utilizando la ecuación $S'_e = 0,5S_{ut}$ (con $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$); se tuvo en cuenta que no es posible que las condiciones del entorno, material, manufactura y diseño de una muestra de laboratorio son iguales a las que estará sometida el elemento mecánico real, por lo que se hallaron factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga ($S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$) o factores de Marín; luego se usó el criterio de falla de Soderberg, por ser el más conservador y proteger contra la fluencia; determinando el diámetro del eje para cada uno de los casos.

Se consideró el nuevo diámetro para recalcular el factor de tamaño y con ello el límite de resistencia a la fatiga real, volviendo a realizar los cálculos para cada caso e iterando hasta conseguir que el diámetro del eje no presentara una variación significativa.

Por último con base en la disponibilidad comercial y la configuración de sus rodamientos, se seleccionó el diámetro de cada uno de los ejes como se observa en el capítulo de los resultados.

4.3.7.1. Diseño de los ejes delanteros

Se debe tener en cuenta que la carga o reacción sobre la rueda delantera es transmitida directamente a los rodamientos y a su vez al eje donde están montados dichos rodamientos, la situación se ilustra en la figura 48.

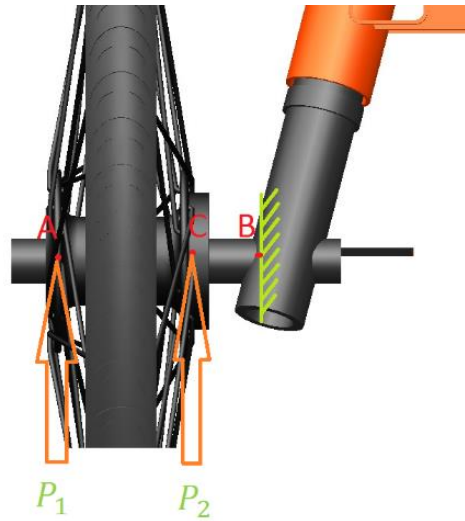


Figura 48. Reacciones sobre los rodamientos eje delantero **Fuente:** Elaboración propia.

De esta figura se pueden observar dos reacciones P_1 y P_2 , que actúan sobre el eje de la rueda delantera generada por los rodamientos, producto de la carga aplicada en esta rueda mencionada anteriormente y el tipo de apoyo correspondiente para en el caso. La magnitud de las reacciones P_1 y P_2 es el resultado de la división de la carga sobre la llanta en las dos reacciones, lo que significa que ambas reacciones son iguales y la suma de estas equivale en magnitud a la de la carga sobre la llanta.

El valor para las reacciones de $P_1 = 588 \text{ N}$ y $P_2 = 588 \text{ N}$. Se realizaron los cálculos definiendo el tipo de carga y de apoyo al que está sometido cada uno de los ejes, para así obtener el gráfico de momento flector, por medio del software MDsolids 4.1.

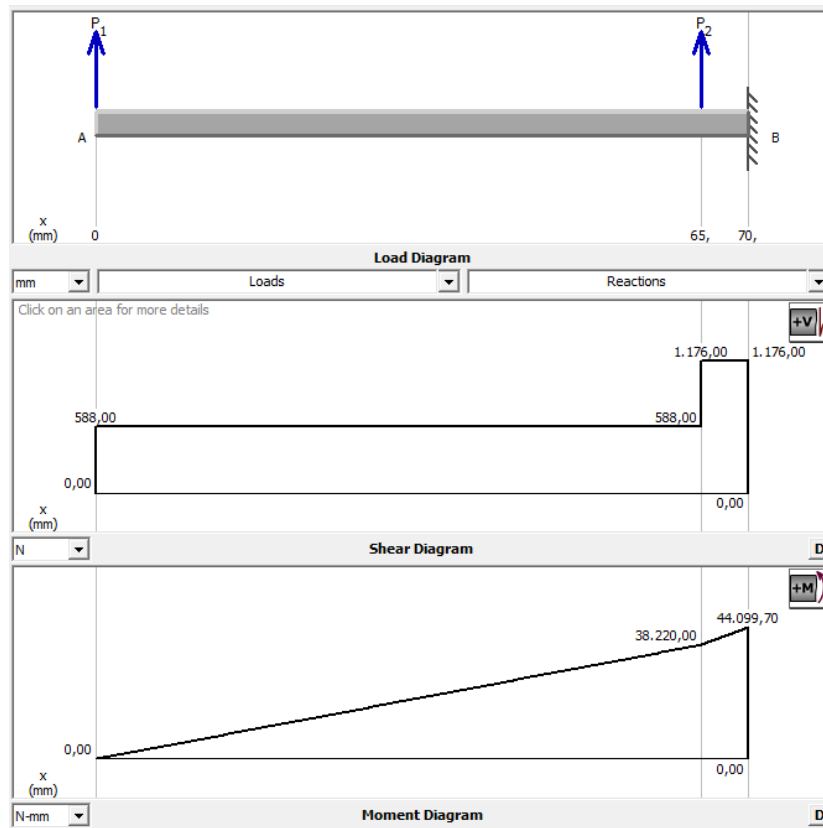


Figura 49. Diagramas de momento flector para eje delantero **Fuente:** Elaboración propia.

Con el diagrama de momento flector mostrado en la figura 49, se obtienen los siguientes parámetros:

Momento máximo: $M_{max} = 44,09 \text{ Nm} \approx 44 \text{ Nm}$

Momento mínimo: $M_{min} = 0 \text{ Nm}$

Momento medio : $M_m = 22 \text{ Nm}$

Diseño por resistencia de materiales

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{max}c}{I}$$

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{(44)\left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{1408}{\pi d^3}$$

También

$$\sigma_m = \frac{M_m c}{I}$$

$$\sigma_m = \frac{(22)\left(\frac{d}{2}\right)}{\pi d^4 / 64} = \frac{704}{\pi d^3}$$

Ahora usando la ecuación de fluencia estática de Langer:

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n}$$

Con un factor de seguridad de $n = 2$

Con lo anterior reemplazando las ecuaciones de los esfuerzos máximos y medios en la ecuación de fluencia estática de Langer y despejando el diámetro.

$$d = \sqrt[3]{\frac{(2112)(2)}{(\pi)(530 * 10^6)}} = 0,0136 \text{ m} = 13,6 \text{ mm}$$

Diseño por fatiga

Hallando inicialmente el límite de resistencia a la fatiga S'_e

$$S'_e = 0,5S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5(630 \text{ MPa}) = 315 \text{ MPa}$$

Ahora los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de los ejes delanteros:

Factor de superficie (K_a)

$$K_a = aS_{ut}^b$$

De la figura 50, se establecen los valores de los factores a y b , para operación de maquinado.

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C.J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O.J. Horger (ed.). *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright© 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura 50. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín. Según la tabla 6 -2 del libro Shigley 9 *ED* **Fuente:** Shigley 9*ED*, 2012.

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

Entonces

$$K_a = 0,817$$

Factor de tamaño (K_b)

Usando el diámetro calculado por resistencia de materiales $d = 13,6 \text{ mm}$.

Se tiene que para el valor del diámetro anterior el factor de forma está dado por la ecuación:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \rightarrow 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{13,6}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,94$$

Factor de carga (K_c)

Con base en la tabla 13, se establece el valor del factor de carga, teniendo en cuenta el tipo de carga a la que está sometido el eje.

Tipo de carga	Factor de carga (K_c)
Flexión	1
Axial	0,85
torsión	0,59

Tabla 13. Factor de carga de acuerdo al tipo de carga **Fuente:** Shigley 9ED.

Dado que el eje está sometido a flexión pura, se tiene que $K_c = 1$

Como no se tienen más especificaciones o características de trabajo, para los demás factores de corrección, estos se consideran iguales a uno.

$$K_d(f. de temperatura) = K_e(f. de confiabilidad) = K_f(f. varios) = 1$$

Luego la resistencia a la fatiga, teniendo en cuenta los factores de corrección será:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = (0,817)(0,94)(1)(1)(1)(1)(315 \text{ MPa}) = 241,91 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de falla de Soderberg, considerando un factor de seguridad $n = 2$ y despejando el diámetro.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Se sabe que el eje no está sometido a cargas torsionales, por ende $T_a = T_m = 0$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_y} [4(K_f M_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Como el eje no tiene concentradores de esfuerzos, entiéndase estos como ranuras, muescas u orificios; por lo que se considera $K_f = K_{fs} = 1$.

$$d = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{241,91(10^6)} [4(44)^2]^{1/2} + \frac{1}{530(10^6)} [4(22)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0,01657 \text{ m} = 16,57 \text{ mm}$$

Luego considerando este diámetro para el factor de forma que modifica el límite de la resistencia a la fatiga, se realizan los cálculos nuevamente de manera iterativa, hasta conseguir una variación despreciable en el diámetro del eje. Dichos resultados para cada iteración se muestra en la tabla 14

Número de iteración	Diámetro de entrada (mm)	Factor de tamaño (K_b)	Resistencia a la fatiga (MPa)	Diámetro final (mm)
1	16,57	0,92	236,77	16,67
2	16,67	0,9196	236,66	16,67

Tabla 14. Resultados de iteraciones eje delantero **Fuente:** Elaboración propia.

El diámetro de eje requerido para las ruedas delanteras con un acero ASTM 1045 CD será:

$$d = 16,67 \approx 17 \text{ mm}$$

4.3.7.2. Diseño del eje trasero

Para el diseño del eje trasero se toma como referencias las cargas y las condiciones a las que está sometida la rueda trasera. Se debe tener en cuenta que la carga o reacción sobre la rueda

trasera es transmitida directamente a los rodamientos y a su vez al eje donde están montados dichos rodamientos, esta situación se ilustra en la figura 51.

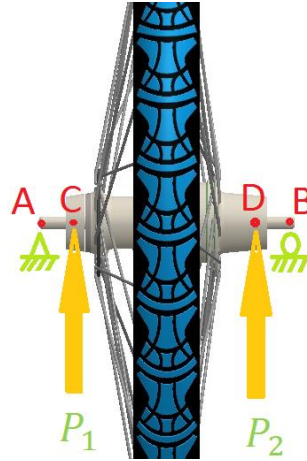


Figura 51. Reacciones sobre los rodamientos eje trasero **Fuente:** Elaboración propia.

De la figura anterior se pueden observar dos reacciones P_1 y P_2 , que actúan sobre el eje de la rueda trasera generada por los rodamientos, producto de la carga para la rueda trasera mencionada anteriormente y el tipo de apoyo correspondiente para en el caso. La magnitud de las reacciones P_1 y P_2 es el resultado de la división de la carga sobre la llanta en las dos reacciones, lo que significa que ambas reacciones son iguales y la suma de estas equivale en magnitud a la de la carga sobre la llanta.

El valor para las reacciones, $P_1 = 828 \text{ N}$ y $P_2 = 828 \text{ N}$. Después de tener el valor de la reacciones, conociendo el dimensionamiento de la posición de los rodamientos y el tipo de apoyo en el eje, se procede a graficar el diagrama de cuerpo libre, el diagrama de fuerza cortante y el diagrama de momento flector; con la ayuda del software MDsolids 4.1.

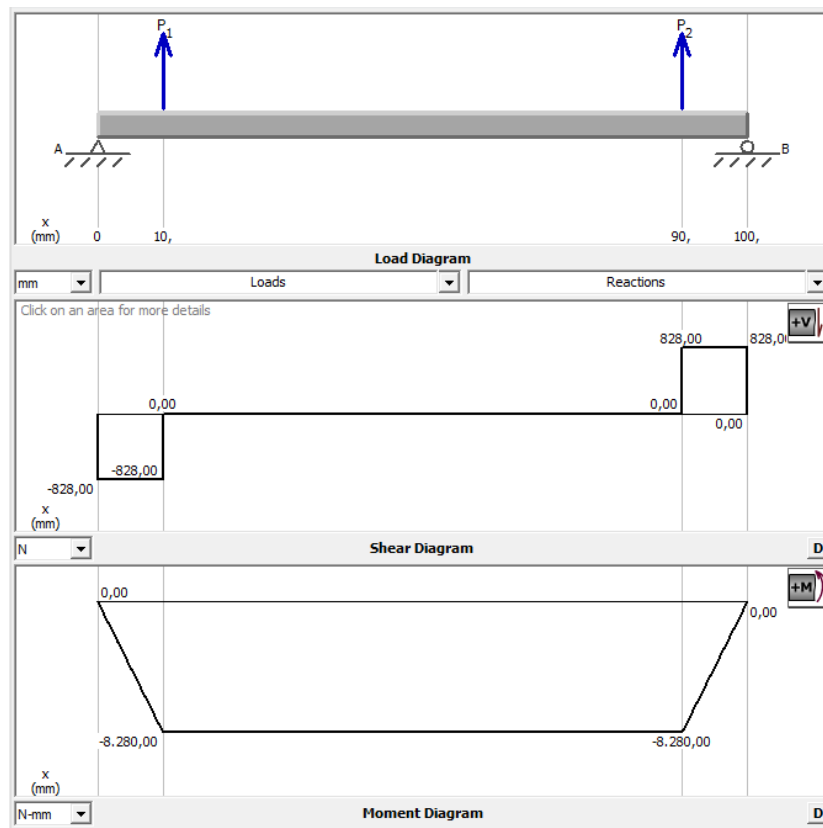


Figura 52. Diagramas de momento flector para eje trasero **Fuente:** Elaboración propia.

Con el diagrama de momento flector mostrado en la figura 52, se obtienen los siguientes parámetros:

Momento máximo: $|M_{max}| = 8,28 \text{ Nm} \approx 8,3 \text{ Nm}$

Momento mínimo: $M_{min} = 0 \text{ Nm}$

Momento medio: $M_m = 4,15 \text{ Nm}$

Diseño por resistencia de materiales

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{max}c}{I}$$

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{(8,3)\left(\frac{d}{2}\right)}{\pi d^4 / 64} = \frac{265,6}{\pi d^3}$$

También

$$\sigma_m = \frac{M_m c}{I}$$

$$\sigma_m = \frac{(4,15)\left(\frac{d}{2}\right)}{\pi d^4 / 64} = \frac{132,8}{\pi d^3}$$

Ahora usando la ecuación de fluencia estática de Langer:

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n}$$

Con un factor de seguridad de $n = 2$

Con lo anterior reemplazando las ecuaciones de los esfuerzos máximos y medios en la ecuación de fluencia estática de Langer y despejando el diámetro.

$$d = \sqrt[3]{\frac{(398,4)(2)}{(\pi)(530 * 10^6)}} = 0,00782m = 7,82 \text{ mm}$$

Diseño por fatiga

Hallando inicialmente el límite de resistencia a la fatiga S'_e

$$S'_e = 0,5S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5(630 \text{ MPa}) = 315 \text{ MPa}$$

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga de los ejes delanteros del VTH:

Factor de superficie (K_a)

$$K_a = aS_{ut}^b$$

De la figura 49, se establecen los valores de los factores a y b . Para operación de maquinado:

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

Entonces

$$K_a = 0,817$$

Factor de tamaño (K_b)

Usando el diámetro obtenido en los cálculos por resistencia de materiales $d = 7,82 \text{ mm}$.

Se tiene que para el valor del diámetro anterior el factor de forma está dado por la ecuación:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} ; \text{ con } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{7,82}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,997$$

Factor de carga (K_c)

Con base en la tabla 14, se establece el valor del factor de carga, teniendo en cuenta el tipo de carga a la que está sometido el eje.

Dado que el eje está sometido a flexión pura, se tiene que $K_c = 1$

Como no se tienen más especificaciones o características de trabajo, para los demás factores de corrección, estos se consideran iguales a uno.

$$K_a(f. de temperatura) = K_e(f. de confiabilidad) = K_f(f. varios) = 1$$

Luego la resistencia a la fatiga, teniendo en cuenta los factores de corrección será:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$$S_e = (0,817)(0,997)(1)(1)(1)(1)(315 \text{ MPa}) = 256,58 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de falla de Soderberg, considerando un factor de seguridad $n = 2$ y despejando el diámetro.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Se sabe que el eje no está sometido a cargas torsionales, por ende $T_a = T_m = 0$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Como el eje no tiene concentradores de esfuerzos, entiéndase estos como ranuras, muescas u orificios; por lo que se considera $K_f = K_{fs} = 1$.

$$d = \left(\frac{16(2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{256,58(10^6)} [4(8,3)^2]^{1/2} + \frac{1}{530(10^6)} [4(4,15)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0,00935 \text{ m} = 9,35 \text{ mm}$$

Luego considerando este diámetro para el factor de forma que modifica el límite de la resistencia a la fatiga, se realizan los cálculos nuevamente de manera iterativa, hasta conseguir una variación despreciable en el diámetro del eje. Dichos resultados para cada iteración se muestra en la tabla 15.

Número de iteración	Diámetro de entrada (mm)	Factor de tamaño (K_b)	Resistencia a la fatiga (MPa)	Diámetro final (mm)
1	9,35	0,978	251,69	9,40
2	9,40	0,978	251,69	9,40

Tabla 15. Resultados de iteraciones eje trasero **Fuente:** Elaboración propia.

El diámetro de eje requerido para la rueda trasera con un acero ASTM 1045 CD será:

$$d = 9,40 \approx 10 \text{ mm}$$

4.3.8. Cálculo y selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos se establecieron los parámetros a los que están sometidos en cada uno de los casos, teniendo en cuenta la carga sobre el rodamiento, la vida deseada, el diámetro de la llanta y la velocidad lineal máxima del vehículo; con los que se obtuvieron las *rpm* máximas por medio de la ecuación $n_d = \frac{V_L}{\pi D}$.

Luego se determinó la clasificación de catálogo C_{10} , usando la ecuación $C_{10} = F_D \left(\frac{I_D n_d 60}{1 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{a}}$.

Por último con esta clasificación de catálogo, el diámetro del eje y el diámetro de la bancada o puesto exterior del rodamiento; se seleccionaron los rodamientos adecuados para cada uno de los ejes, tanto delanteros como traseros, utilizando el catálogo de la empresa Koyo para rodamientos de bolas.

4.3.8.1. Rodamientos para ejes ruedas delanteras

Parámetros y condiciones a los que estará sometido:

Velocidad lineal máxima del vehículo: $V_L = 20 \text{ km/h} = 13123,36 \text{ in/min}$

Carga sobre el rodamiento: $P_1 = P_2 = F_D = 588 \text{ N}$

Diámetro del eje: $d = 17 \text{ mm}$

Se desea una vida de: $l_D = 8760 \text{ horas}$

Diámetro de la llanta delantera: $D = 20 \text{ in}$

Tipo de rodamiento: cojinete de bolas

Luego con lo anterior la velocidad rotacional n_d , está dada por:

$$n_d = \frac{V_L}{\pi D}$$

$$n_d = \frac{13123,36}{\pi(20)}$$

$$n_d = 208,86 \text{ RPM}$$

Con lo que la clasificación de catálogo C_{10} , será:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{l_D n_d 60}{1 * 10^6} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Teniendo en cuenta que $a = 3$, para cojinetes de bolas.

$$C_{10} = 588 \left(\frac{(8760)(208,86)60}{1 * 10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 2815,45 \text{ N} = 2,81 \text{ kN}$$

Por último, teniendo en cuenta la clasificación de catálogo, el diámetro del eje obtenido en el cálculo de ejes y el diámetro de la bancada o puesto exterior del rodamiento el cual tiene en valor de 30 mm; se seleccionan los rodamientos adecuados para los ejes delanteros, utilizando el catálogo Koyo para rodamientos de bolas ilustrado en la figura 53.

Koyo

Rodamientos rígidos de bolas de una hilera

d 10-20 mm

Dimensiones principales (mm)				Cargas dinámicas nominales (kN)		Límites de velocidad (rpm)				N° de rodamiento					(Ref.) Peso Tipo abierto (kg)
d	D	B	r	C _r	C _{or}	Abierto (Z, RU, 2RU)	Lub. con grasa (RD, 2RD)	Lub. con aceite (RS, 2RS)	Abierto (Z)	Abierto	Con tapas (ZZ)	Sellos (RU)	RD	RS	
10	19	5	0.3	1.70	0.84	37 000	—	22 000	43 000	6400	ZZ	—	—	—	0.005
	22	6	0.3	2.75	1.29	34 000	—	21 000	41 000	6900	ZZ	—	—	—	0.010
	28	8	0.3	4.55	1.95	31 000	28 000	19 000	36 000	6000	ZZ	2RU	—	2RS	0.019
	30	9	0.6	5.10	2.40	24 000	22 000	16 000	29 000	6200	ZZ	2RU	—	2RS	0.032
	35	11	0.6	8.10	3.45	22 000	20 000	16 000	27 000	6300	ZZ	2RU	—	2RS	0.053
12	24	6	0.3	1.90	1.05	33 000	30 000	20 000	39 000	6801	ZZ	2RU	—	—	0.006
	28	7	0.3	2.90	1.45	31 000	28 000	18 000	36 000	6901	ZZ	2RU	—	—	0.011
	28	7	0.3	5.10	2.40	27 000	—	—	32 000	16001	—	—	—	—	0.024
	28	8	0.3	5.10	2.40	27 000	24 000	17 000	32 000	6001	ZZ	2RU	—	2RS	0.022
	32	10	0.6	6.80	3.05	22 000	20 000	15 000	27 000	6201	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.037
15	37	12	1	9.70	4.20	20 000	18 000	15 000	25 000	6301	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.060
	24	5	0.3	2.10	1.25	28 000	—	16 000	33 000	6802	ZZ	2RU	—	—	0.007
	28	7	0.3	4.30	2.25	26 000	23 000	15 000	30 000	6902	ZZ	2RU	—	—	0.017
	32	8	0.3	5.80	2.80	23 000	—	—	28 000	16002	—	—	—	—	0.025
	32	9	0.3	5.60	2.85	23 000	21 000	14 000	27 000	6002	ZZ	2RU	—	2RS	0.030
17	35	11	0.6	7.85	3.75	20 000	18 000	13 000	24 000	6202	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.045
	42	13	1	11.4	5.45	17 000	15 000	12 000	20 000	6302	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.082
	26	5	0.3	2.60	1.55	26 000	—	14 000	30 000	6803	ZZ	2RU	—	—	0.008
	30	7	0.3	4.60	2.55	23 000	21 000	13 000	28 000	6903	ZZ	2RU	—	—	0.018
	35	8	0.3	6.00	3.25	21 000	—	—	25 000	16003	—	—	—	—	0.032
20	35	10	0.3	6.00	3.25	21 000	19 000	12 000	25 000	6003	ZZ	2RU	—	2RS	0.039
	40	12	0.6	9.55	4.80	17 000	15 000	12 000	21 000	6203	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.065
	47	14	1	13.6	6.65	15 000	14 000	10 000	18 000	6303	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.115
	52	17	1.1	20.7	9.85	13 000	—	—	15 000	6403	—	—	—	—	0.270
	32	7	0.3	4.00	2.45	21 000	—	12 000	25 000	6804	ZZ	2RU	—	—	0.018
25	37	9	0.3	6.35	3.70	19 000	17 000	11 000	23 000	6904	ZZ	2RU	—	—	0.036
	42	8	0.3	7.95	4.50	17 000	—	—	21 000	16004	—	—	—	—	0.050
	42	12	0.6	9.40	5.05	17 000	15 000	10 000	21 000	6004	ZZ	2RU	—	2RS	0.069
	47	14	1	12.8	6.65	15 000	14 000	10 000	17 000	6204	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.106
	52	15	1.1	15.9	7.85	14 000	13 000	10 000	17 000	6304	ZZ	2RU	2RD	2RS	0.144
30	72	19	1.1	31.0	15.2	11 000	—	—	13 000	6404	—	—	—	—	0.400

(Nota: Los diagramas de secciones de guías utilizados en estos rodamientos, están explicados al inicio de esta sección)

(Nota: Los diámetros de los ejes utilizados en estos rodamientos, están explicados al inicio de esta sección.)

Figura 53. Rodamientos rígidos de bolas de una hilera **Fuente:** Koyo, 2014.

De esta forma se seleccionan 4 rodamientos 6903 ZZ 2RU, con una carga permisible $C_{10} = 4,6 \text{ kN}$, cumpliendo con todas las condiciones y parámetros establecidos; tomando dos rodamientos para cada rueda delantera.

4.3.8.2. Rodamientos para eje rueda trasera

Parámetros y condiciones a los que estará sometido:

Velocidad lineal máxima del vehículo: $V_L = 20 \text{ km/h} = 13123,36 \text{ in/min}$

Carga sobre el rodamiento: $P_1 = P_2 = F_D = 828 \text{ N}$

Diámetro del eje: $d = 10 \text{ mm}$

Se desea una vida de: $l_D = 8760 \text{ horas}$

Diámetro de la llanta trasera: $D = 28 \text{ in}$

Tipo de rodamiento: cojinete de bolas

Luego con lo anterior la velocidad rotacional n_d , está dada por:

$$n_d = \frac{V_L}{\pi D}$$

$$n_d = \frac{13123,36}{\pi(28)}$$

$$n_d = 149,19 \text{ RPM}$$

Con lo que la clasificación de catálogo C_{10} , será:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{l_D n_d 60}{1 * 10^6} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Teniendo en cuenta que $a = 3$, para cojinetes de bolas.

$$C_{10} = 828 \left(\frac{(8760)(149,19)60}{1 * 10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 3544,01 \text{ N} = 3,54 \text{ kN}$$

Por último, teniendo en cuenta la clasificación de catálogo, el diámetro del eje obtenido en el cálculo de ejes y el diámetro de la bancada o puesto exterior del rodamiento el cual tiene en valor de 30 mm ; se seleccionan los rodamientos adecuados para el eje trasero, utilizando el catálogo Koyo para rodamientos de bolas ilustrado en la figura 53. De esta forma se seleccionan 2 rodamientos 6200 ZZ 2RU, con una carga permisible $C_{10} = 5,10\text{ kN}$, cumpliendo con todas las condiciones y parámetros establecidos.

4.3.9. Diseño y selección del sistema de frenado

Las fuerzas externas que actúan sobre el vehículo durante el proceso de frenado, se muestran en la figura 54.

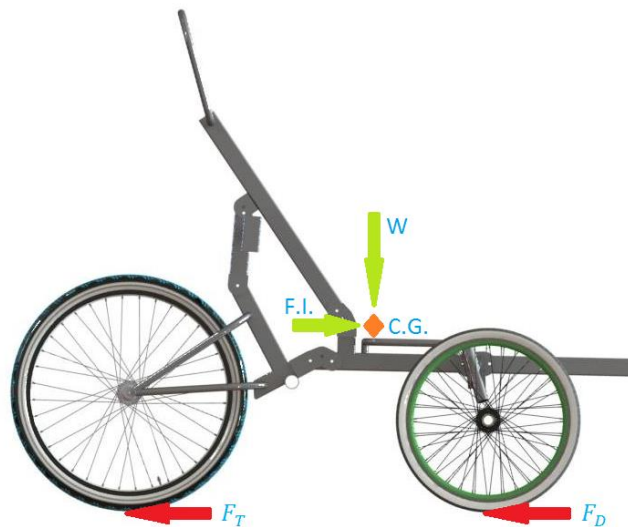


Figura 54. Fuerzas de frenado actuantes en el vehículo **Fuente:** Elaboración propia.

El cálculo para la selección del sistema de frenado, se realizó adoptando las condiciones de operación de frenado, exigidas por la ASME en las competencias de vehículos de tracción humana; con la que se estableció que en un trayecto de 5 m y en una velocidad de 25 km/h , el sistema de frenos debe ser capaz de detener completamente el vehículo. Teniendo en

cuenta las fuerzas externas que actúan sobre él, durante el proceso de frenado, se usó el teorema de trabajo y energía ($W_{neto} = K_2 - K_1$), donde se definieron dos estados (inicial K_1 y final K_2); se expresó el cambio de energía cinética como la diferencia entre las energías cinéticas del estado 2 con el estado 1 $K_2 - K_1 = \frac{1}{2}m_T(v_f^2 - v_i^2)$, de dónde se obtuvo la fuerza neta para detener el sistema:

$F_r = \frac{1}{2x}m_T(v_f^2 - v_i^2)$, esta fuerza es igual en magnitud a la de fricción por rodadura.

Luego se estableció la magnitud de la fuerza de fricción por rodadura en cada rueda, definiendo así, las fuerzas de frenado en las ruedas delanteras y trasera a las que se le resta y suma un 10% de la fuerza neta respectivamente, para garantizar la estabilidad del vehículo durante el proceso de frenado. Por último se calculó el momento torsional en cada uno de los ejes de las ruedas, para determinar la fuerza normal de frenado $F_n = \frac{3T}{4\mu} \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^3 - r_1^3} \right)$.

Para el caso, este vehículo se estableció con un tipo de freno de disco y mordaza, por lo que, con la fuerza normal de frenado y usando el catálogo de frenos de disco para bicicletas de la empresa Shimano, se obtuvo el tipo pastillas y de discos de freno necesarios para detener el vehículo bajo las condiciones previamente establecidas.

4.3.9.1. Calculo del sistema de frenado

Datos y parámetros conocidos:

Masa total (masa del vehículo y masa del conductor): $m = 31kg + 85kg = 116kg$

Distancia de frenado: $x = 5 m$

Velocidad inicial: $v_i = 25 km/h = 6,95 m/s$

Velocidad final: $v_f = 0$

Luego por el teorema de trabajo y energía

$$W_{neto} = K_2 - K_1$$

Con un diagrama de estados mostrado en la figura 55.

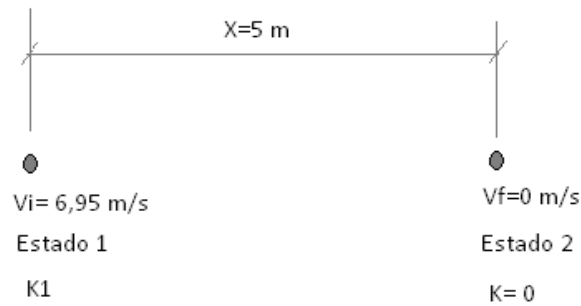


Figura 55. Diagrama de estados del VTH **Fuente:** Elaboración propia.

El cambio de energía cinética del sistema se expresa como la diferencia de energías entre el estado 2 y el estado 1.

$$K_2 - K_1 = \frac{1}{2} m_T (v_f^2 - v_i^2)$$

Por lo que, la fuerza necesaria para detener el vehículo será:

$$F_r = \frac{1}{2x} m_T (v_f^2 - v_i^2)$$

$$F_r = \frac{1}{2(5)} (116)(0^2 - 6,95^2)$$

$$F_r = 560,31\text{ N}$$

Dada la simetría de las ruedas delanteras, estas soportan el mismo peso y por tanto la fuerza de fricción sobre estas es igual, la cual está dada por:

$$Fr_{eje\ delantero} = 0,70F_r$$

$$Fr_{eje\ delantero} = 0,70(560,31\ N)$$

$$Fr_{eje\ delantero} = 392,22\ N$$

La fuerza de rozamiento por rodadura sobre la rueda trasera será:

$$Fr_{eje\ trasero} = 0,30F_r$$

$$Fr_{eje\ trasero} = 0,30(560,31\ N)$$

$$Fr_{eje\ trasero} = 168,1\ N$$

Luego las fuerzas de frenado en el eje delantero y trasero teniendo en cuenta la estabilidad del vehículo en el momento del frenado

$$F_D = Fr_{eje\ delantero} - (0,1)F_r$$

$$F_D = 392,22\ N - (0,1)560,31\ N$$

$$F_D = 336,2\ N$$

$$F_T = Fr_{eje\ trasero} + (0,1)F_r$$

$$F_T = 168,1\ N + (0,1)560,31\ N$$

$$F_T = 224,13\ N$$

Para calcular el momento torsional sobre los ejes delantero y el eje trasero, se hace uso del valor de la fuerza de frenado y el valor del radio de las ruedas.

Por lo que para una rueda delantera el momento torsional está dado por:

$$M_D = (r) \frac{F_D}{2}$$

$$M_D = (0,254) \frac{336,2}{2}$$

$$M_D = 42,7 \text{ Nm}$$

También para la rueda trasera:

$$M_T = (r) F_T$$

$$M_T = (0,33)(224,13)$$

$$M_T = 74 \text{ Nm}$$

La ecuación que relaciona el momento torsor con la fuerza normal de frenado se muestra a continuación:

$$Fn = \frac{3T}{4\mu} \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^3 - r_1^3} \right)$$

Del catálogo de frenos de disco para bicicletas de la empresa Shimano se obtienen los siguientes datos para pastillas y discos de freno.

Diámetro del disco: $D_D = 180 \text{ mm}$

Radio externo del disco: $r_2 = 90 \text{ mm}$

Radio interno del disco: $r_1 = 74 \text{ mm}$

Coefficiente de fricción entre el disco y las pastillas: $\mu = 0,57$

Para las ruedas delanteras, como existe simetría se toma el cálculo para una rueda. Por tanto la fuerza normal de frenado es:

$$Fn = \frac{3(42)}{4(0,57)} \left(\frac{0,09^2 - 0,074^2}{0,09^3 - 0,074^3} \right)$$

$$Fn = 447,87 \text{ N}$$

Para la rueda trasera, se toman las mismas dimensiones de pastilla y disco tomados en la parte delantera, la fuerza normal de frenado es:

$$Fn = \frac{3(74)}{4(0,57)} \left(\frac{0,09^2 - 0,074^2}{0,09^3 - 0,074^3} \right)$$

$$Fn = 789,11 \text{ N}$$

Del catálogo de frenos de la marca Shimano y para las cargas determinadas, se seleccionan frenos apropiados con las siguientes referencias y características, mostradas en la tabla 16.

Modelo	Tipo de freno	Manubrio recomendado	Referencia disco	Pastilla
BR-R515	Disco mecanico	ST-5700 BL-R780	SM-RT64	Resina G01S
BR-M395	Disco hidráulico	BL-M395	SM-RT30 SM-RT54	Resina B01S

Tabla 16. Características y referencias de los frenos **Fuente:** Elaboración propia.

Por lo tanto se selecciona por su confiabilidad y economía el sistema de frenado modelo BR-R515, para la rueda trasera del VTH.

4.3.10. Cumplimiento de la condición de Ackerman.

A bajas velocidades la estabilidad y control del vehículo se analizan mediante el cumplimiento de la condición de Ackerman, donde se definen los ángulos máximos utilizados por las ruedas, para tomar una curva con un radio de giro de $2,5\text{ m}$ y así determinar las medidas que se derivan para el mecanismo de la barra estabilizadora y los manubrios. Así los ángulos de giro están dados por las ecuaciones 1 y 2 como:

$$\delta_o = \tan^{-1} \left(\frac{2L}{(4L + t)} \right) = 23,05^\circ$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \left(\frac{2L}{(4L - t)} \right) = 31,21^\circ$$

Estos son los ángulos interior y exterior mínimos, con los que el sistema de dirección del VTH debe cumplir, para asegurar que pueda tomar una curva bajo las condiciones establecidas.

Según (Pérez J., 2011), la condición de Ackerman debe cumplir que el vehículo pueda girar describiendo un círculo de diámetro cuatro veces mayor al de la distancia entre ejes o batalla ($L = 1\text{ m}$), para este caso el vehículo debe describir un círculo de diámetro igual a 4 m , así se asegura que el radio mínimo de giro sea de aproximadamente el doble de la batalla, es decir sea un radio con un valor de aproximadamente 2 m , asegurando mediante un factor de seguridad de $0,5\text{ m}$; que se pueda tomar una curva con el radio de diseño de $2,5\text{ m}$ sin ninguna limitación o dificultad.

Se realiza mediante el software CAD SolidWorks® Premium 2016, un análisis con las medidas reales del vehículo, necesarias para implementar el mecanismo de dirección de

Ackerman, mediante la barra estabilizadora, derivando entonces las medidas, con las que se realizó la construcción del mecanismo de la barra estabilizadora.

Medidas derivadas del análisis con el software se muestran en la figura 56 y 57.

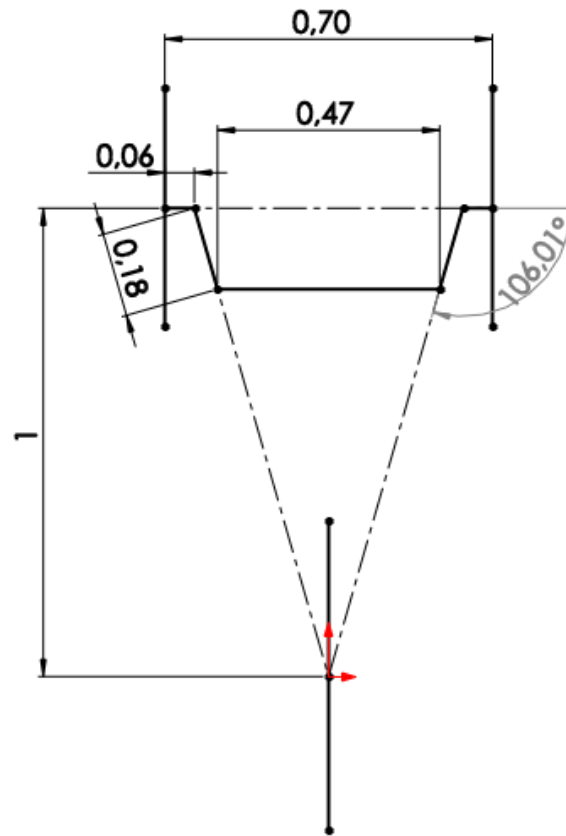


Figura 56. Mecanismo de Ackerman. Medidas derivadas **Fuente:** Elaboración propia.

Ahora se realiza el análisis en el vehículo, con el fin de analizar si los ángulos reales del mecanismo de Ackerman, cumplen con los parámetros expuestos teóricamente:

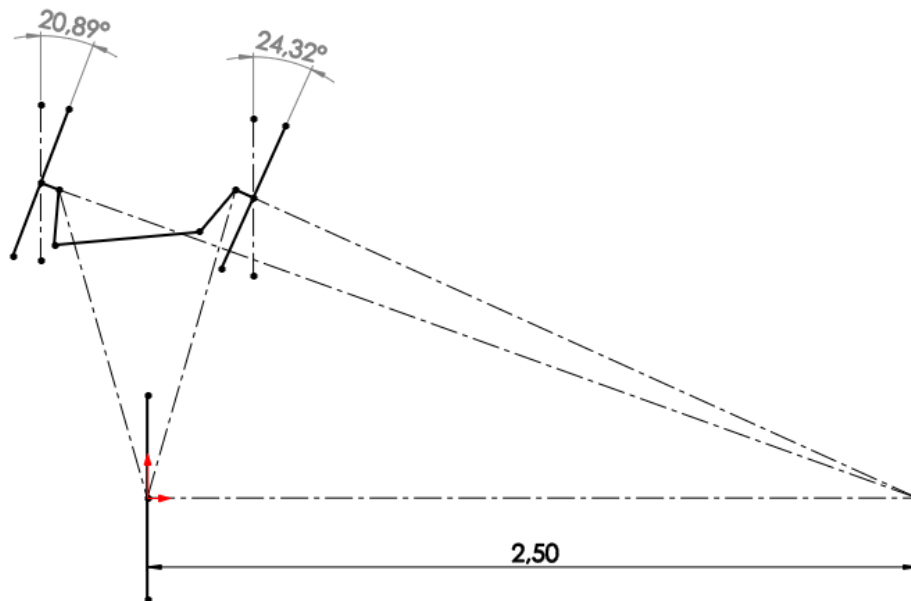
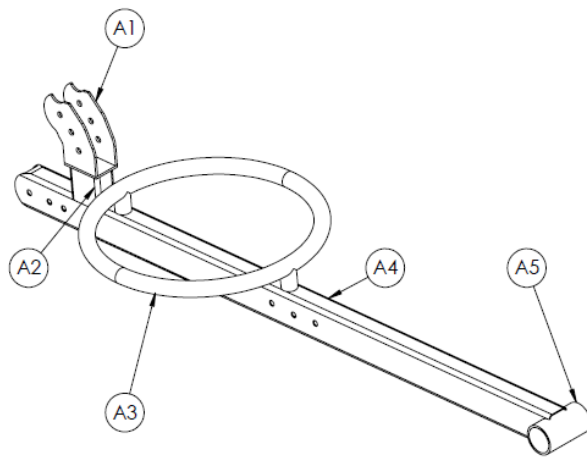


Figura 57. Geometría de Ackerman en el radio mínimo (giro máximo). Se verifican los ángulos reales a los que el vehículo está sometido **Fuente:** Elaboración propia.

Como se observa en la figura 57, los ángulos reales, interior de giro tiene un valor de $24,32^\circ$, el cual es un valor menor al teórico $31,21^\circ$ y el ángulo externo es de $20,89^\circ$, que también es menor al teórico $23,05^\circ$, por esto se puede decir que el VTH cumple de manera satisfactoria, con la geometría y mecanismo de Ackerman y es capaz de someterse a las condiciones establecidas en el diseño sin inconvenientes.

4.3.11. Planos

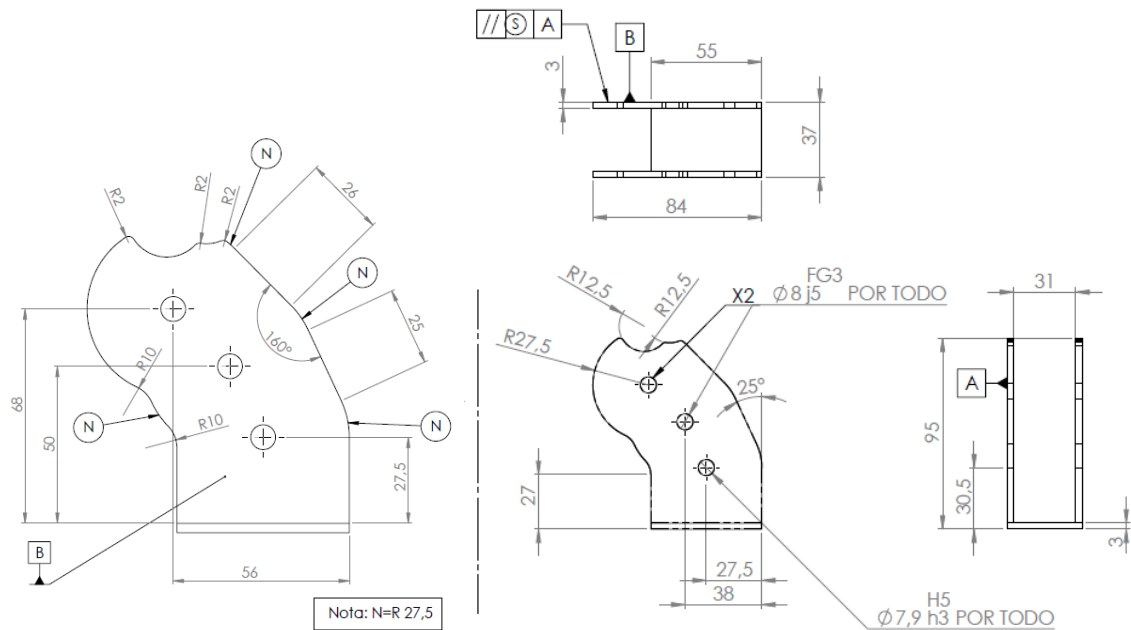
Luego de tener el diseño final del vehículo listo, se realizaron los planos para su construcción los cuales muestran las diferentes cotas, ángulos y tolerancias de cada parte, con lo que se concibió la construcción; estos se muestran en detalle a continuación.



Ítem	Descripción
A1	Placas de espaldar
A2	Soporte de placas
A3	Soporte de silla
A4	Tubería principal
A5	Centro eje pedales

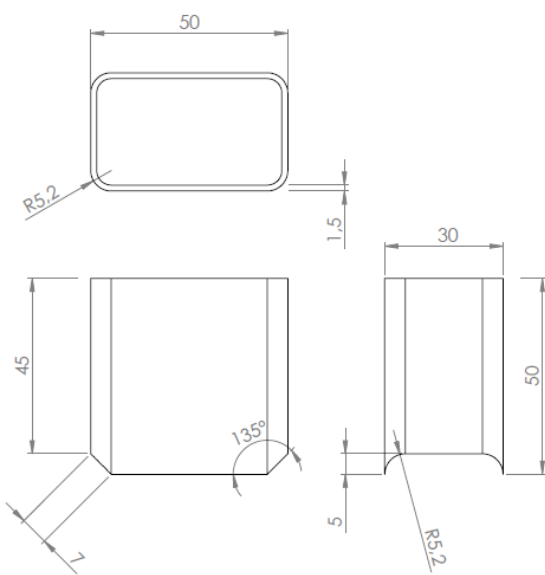
Plano A. Diferentes partes del tren principal (isométrica)

Fuente: Elaboración propia

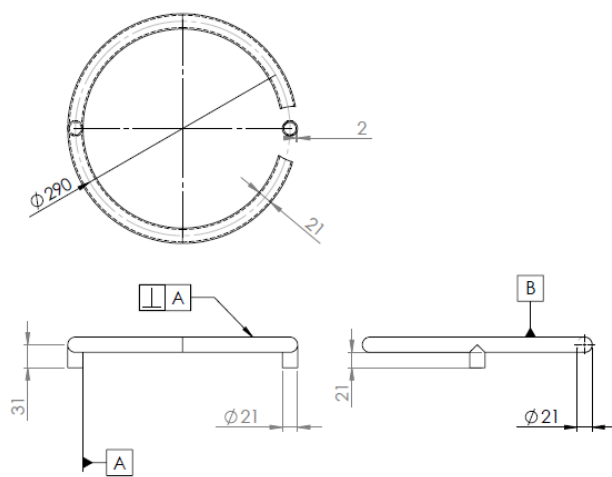


Plano A1. Placas del punto articulado para el espaldar

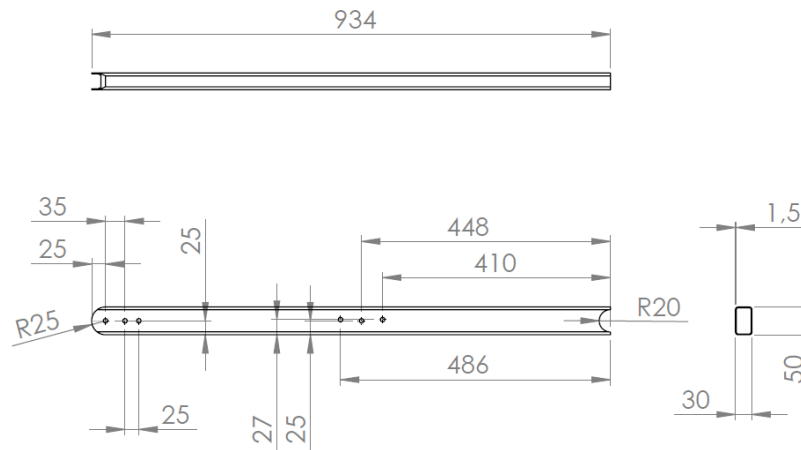
Fuente: Elaboración propia



Plano A2. Soporte de placas para el punto articulado
Fuente: Elaboración propia

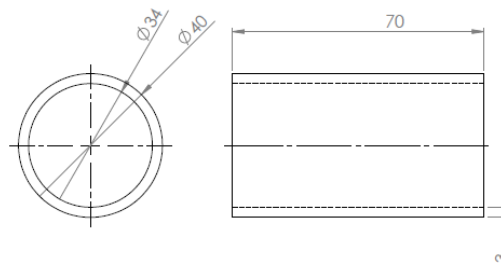


Plano A3. Soporte de la base para la silla
Fuente: Elaboración propia



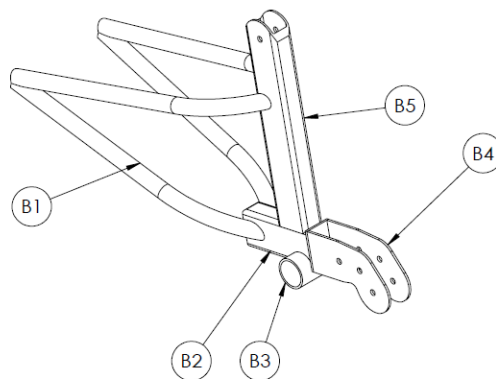
Plano A4. Tubería principal del tren principal

Fuente: Elaboración propia



Plano A5. Centro del eje de los pedales (plato delantero)

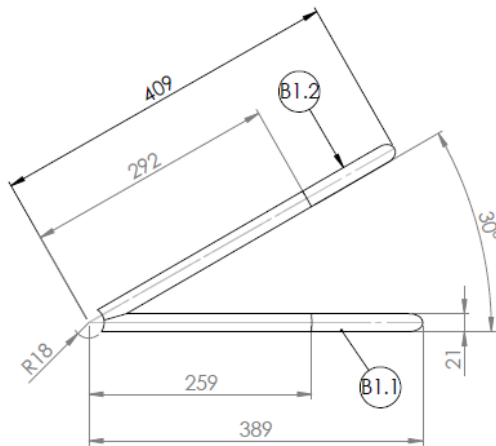
Fuente: Elaboración propia



Ítem	Descripción
B1	Soportes rueda trasera
B2	Tubería apoyo base
B3	Centro eje plato
B4	Placas tren trasero
B5	Tubería de apoyo vertical

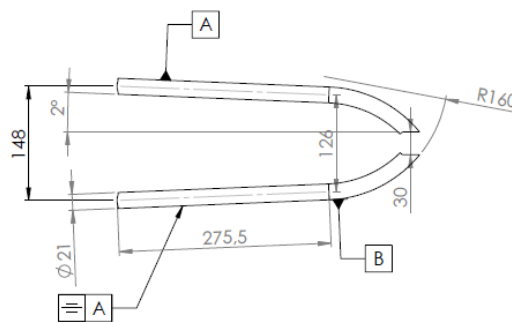
Plano B. Diferentes partes del tren trasero (isométrica)

Fuente: Elaboración propia



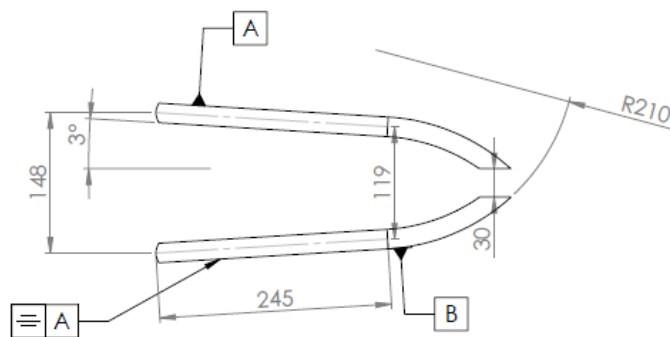
Plano B1. Soporte de la rueda trasera y detalles

Fuente: Elaboración propia



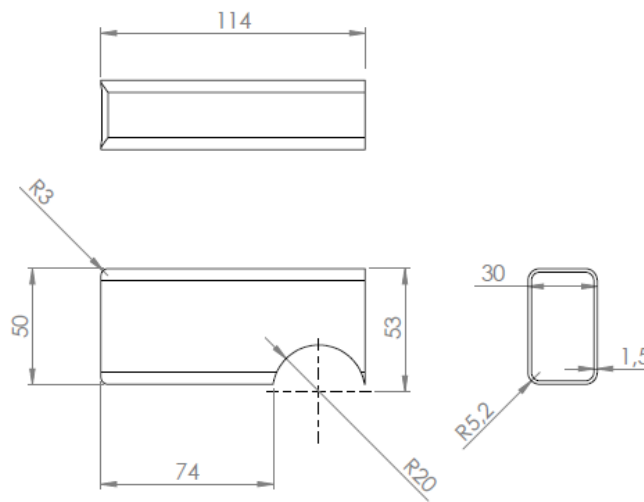
Plano B1.1. Soporte inferior de la rueda trasera en detalle

Fuente: Elaboración propia



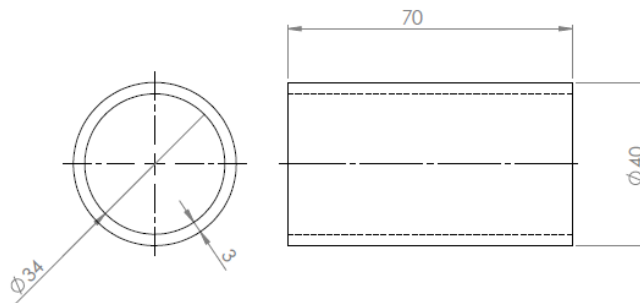
Plano B1.2. Soporte superior de la rueda trasera en detalle

Fuente: Elaboración propia



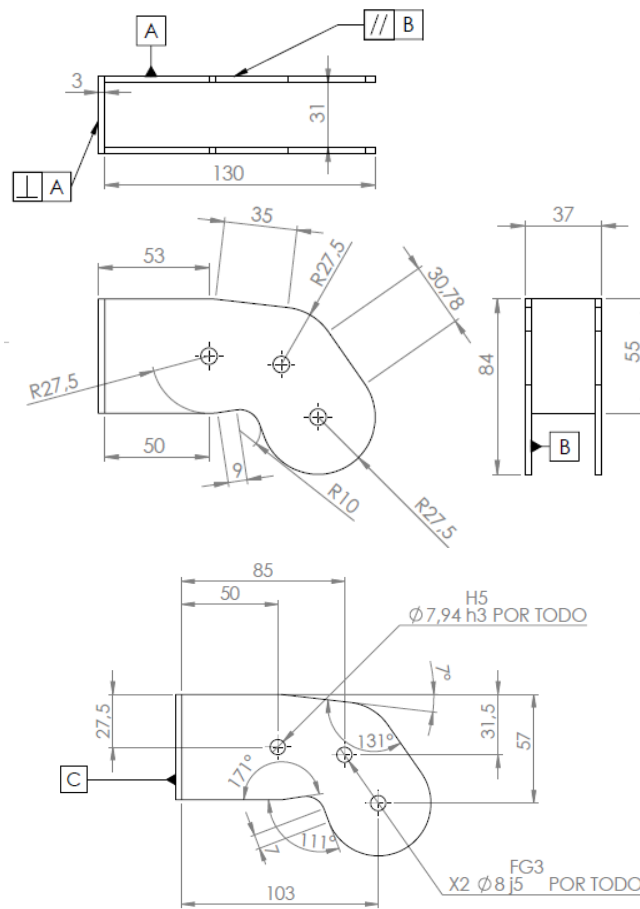
Plano B2. Tubería de apoyo base para los soportes inferiores de la rueda trasera

Fuente: Elaboración propia



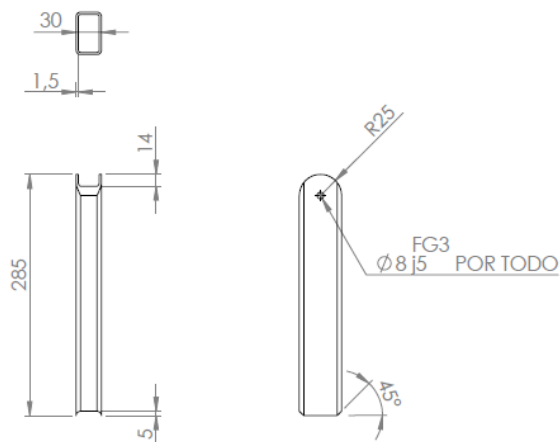
Plano B3. Centro del eje para el plato en la división de la transmisión

Fuente: Elaboración propia



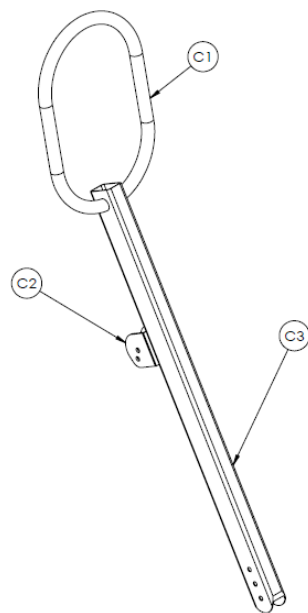
Plano B4. Placas del punto articulado soporte para el tren trasero

Fuente: Elaboración propia



Plano B5. Tubería de apoyo vertical para los soportes superiores de la rueda trasera

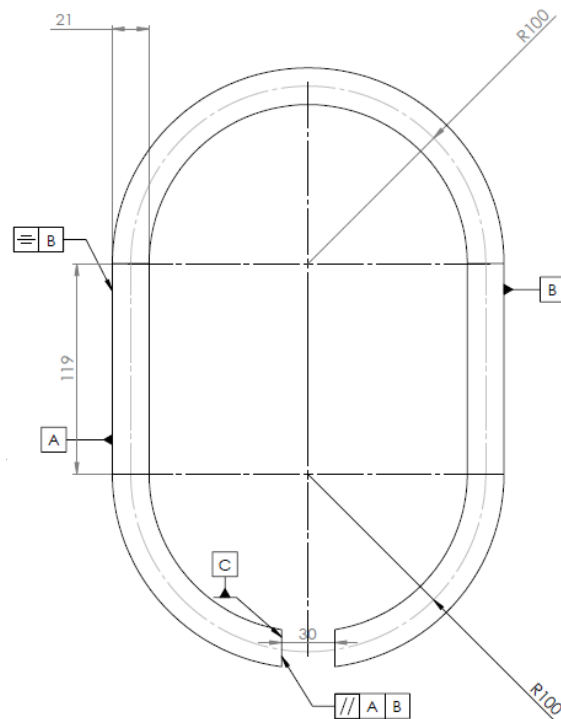
Fuente: Elaboración propia



Ítem	Descripción
C1	Antivuelco vertical
C2	Placas de soporte antivuelco lateral
C3	Espaldar

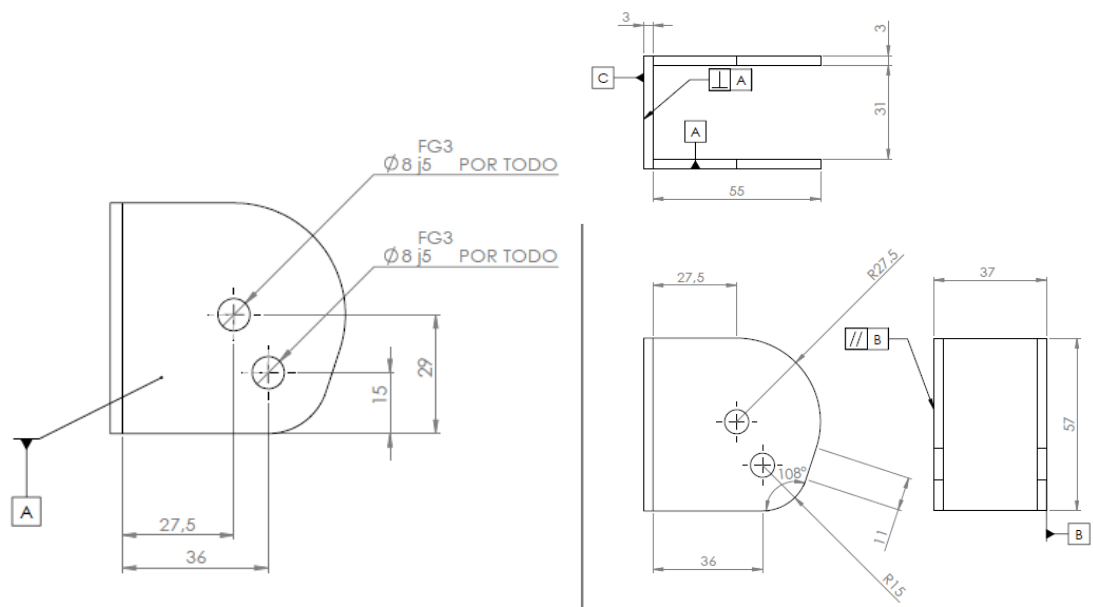
Plano C. Diferentes partes del espaldar y antivuelco principal (isométrica)

Fuente: Elaboración propia

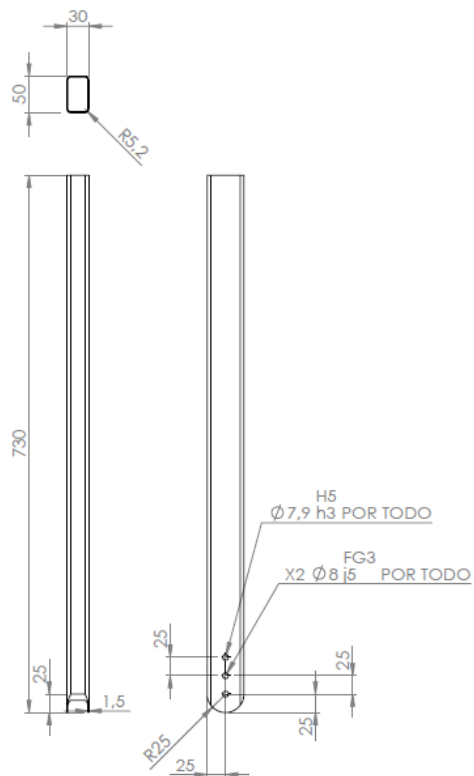


Plano C1. Antivuelco vertical fijo en la tubería del espaldar

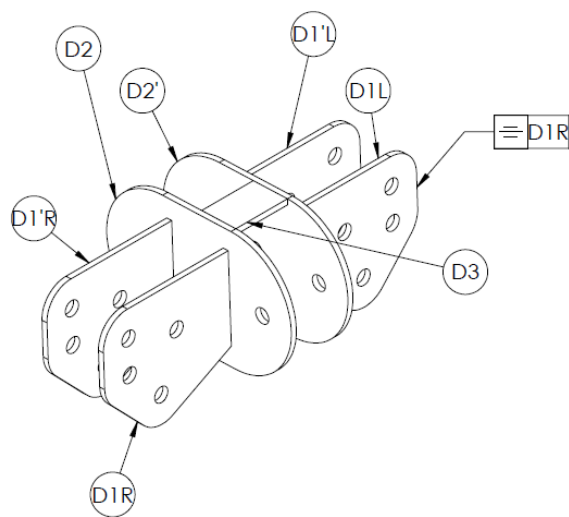
Fuente: Elaboración propia



Plano C2. Placas del punto articulado soporte de antivuelco lateral
Fuente: Elaboración propia



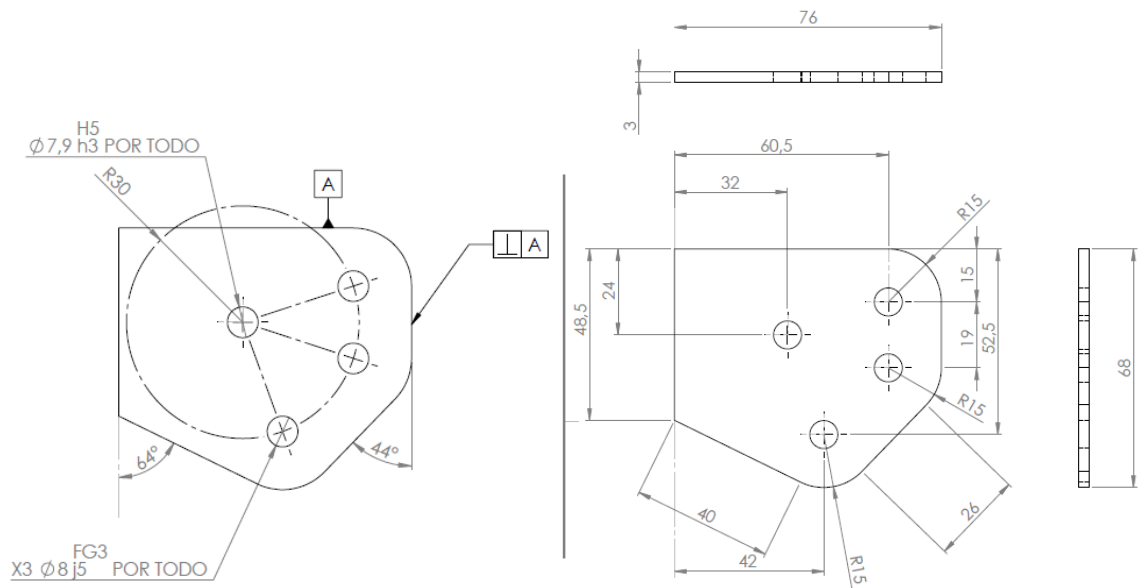
Plano C3. Tubería principal de soporte del espaldar de la silla y antivuelco vertical
Fuente: Elaboración propia



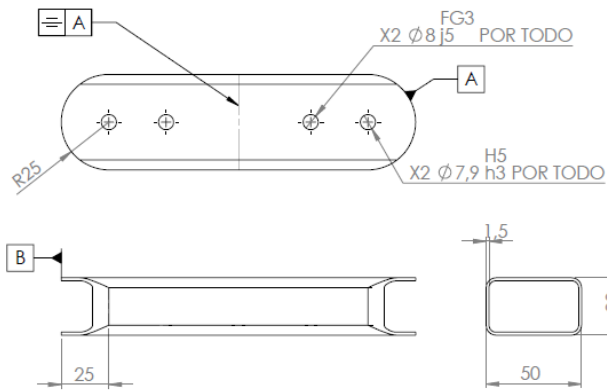
Ítem	Descripción
D1(D1')R,L	Placas soporte barras suspensión
D2(D2')	Placas unión tren central
D3	Placa unión punto articulado

Plano D. Diferentes partes del punto articulado soporte de la suspensión (isométrica)

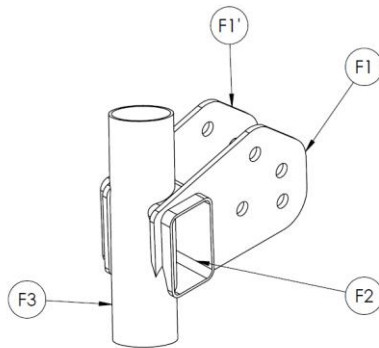
Fuente: Elaboración propia



Plano D1. Placas del punto articulado soporte de los brazos de la suspensión. Detalle para placas derechas e izquierdas (×4) **Fuente:** Elaboración propia

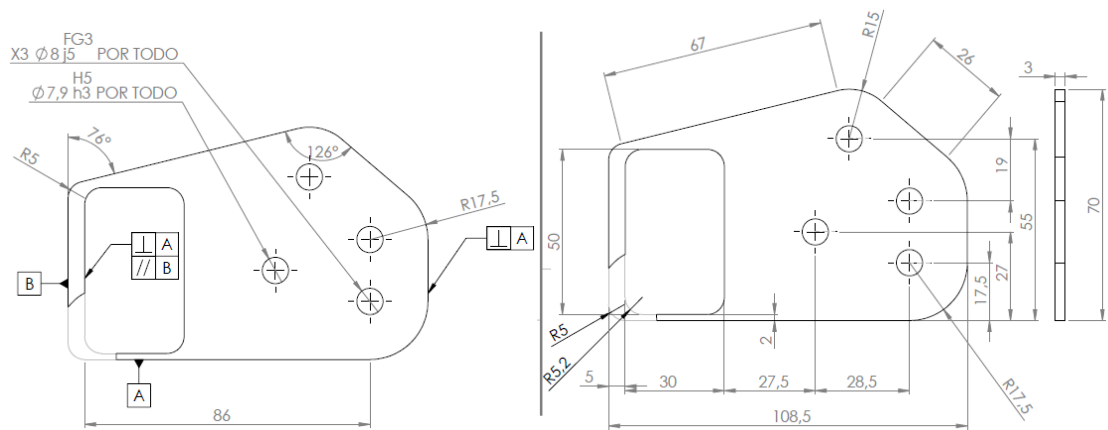


Plano E1. Medidas y especificaciones de los brazos de la suspensión (×2)
Fuente: Elaboración propia

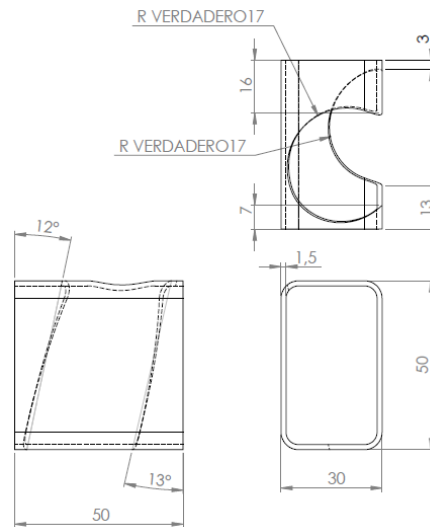


Ítem	Descripción
F1(F1')	Placas soporte punto articulado
F2	Tubería soporte espigas
F3	Tubería unión espigas

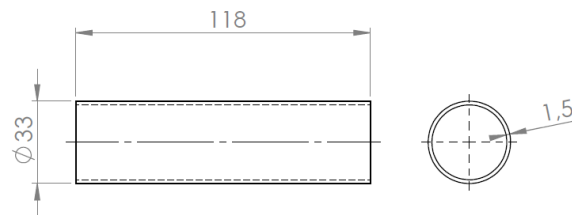
Plano F. Punto articulado que soporta las espigas de la dirección (isométrica)
Fuente: Elaboración propia



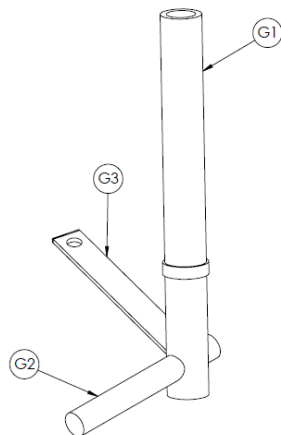
Plano F1. Placas de soporte de espigas enlace entre suspensión y dirección (×4)
Fuente: Elaboración propia



Plano F2. Tubería de soporte base del punto articulado. Establece en su estructura los ángulos de dirección de salida y avance (×2) **Fuente:** Elaboración propia

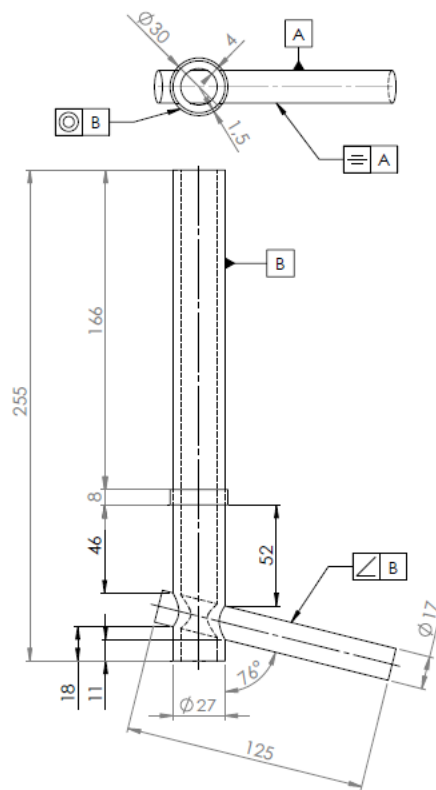


Plano F3. Tubería central que se une con las espigas mediante cojinetes (×2) **Fuente:** Elaboración propia



Ítem	Descripción
G1	Espiga
G2	Eje
G3	Eslabón de trapecio de Ackerman

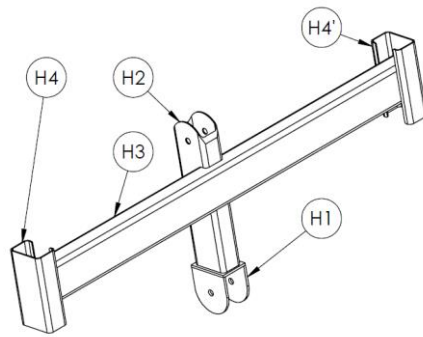
Plano G. Punto articulado que soporta las espigas de la dirección (isométrica) **Fuente:** Elaboración propia



Plano G1&2. Medidas de espiga y eje unidos en su respectiva inclinación derivada de los ángulos de la dirección (×2) **Fuente:** Elaboración propia

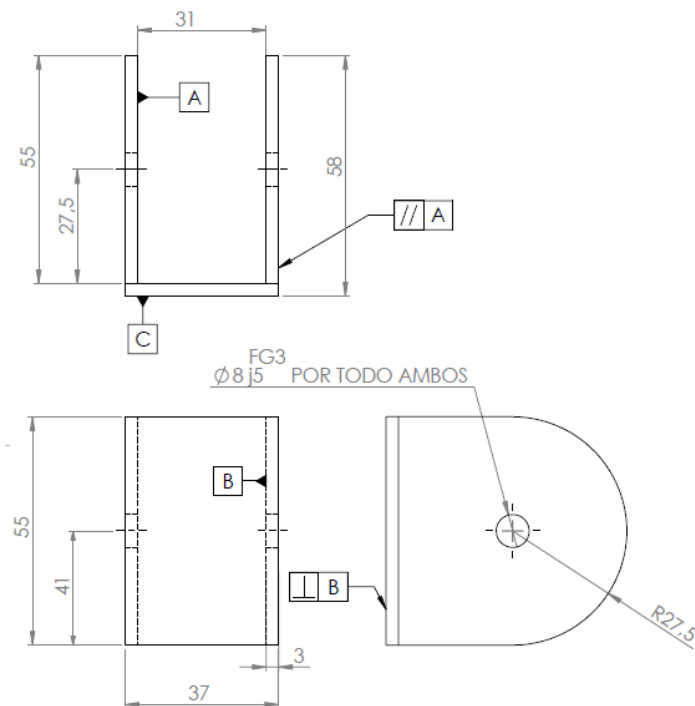


Plano G3. Especificaciones del eslabón de soporte de la barra estabilizadora (×2) **Fuente:** Elaboración propia

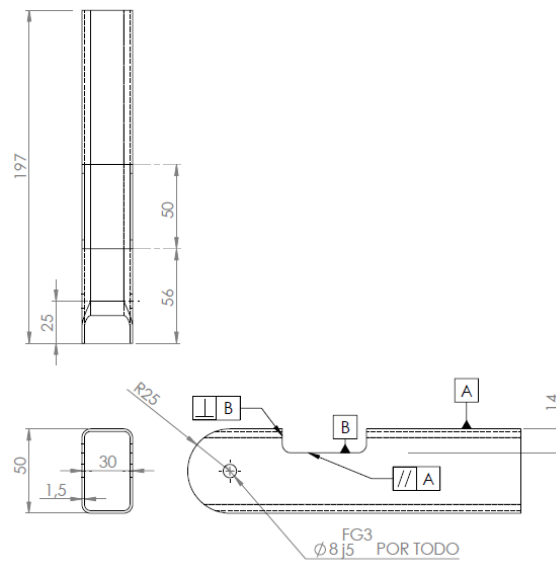


Ítem	Descripción
H1	Placas soporte tren trasero
H2	Tubería vertical
H3	Tubería principal
H4	Borde de seguridad

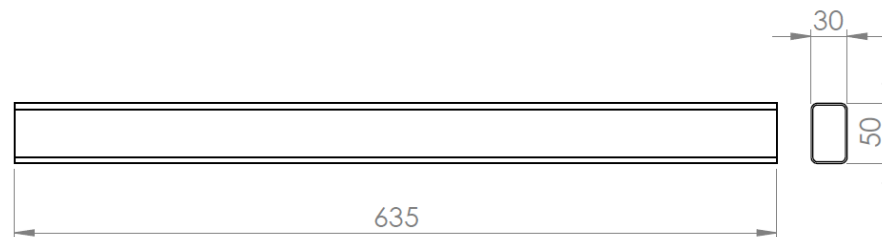
Plano H. Diferentes partes del antivuelco lateral desmontable (isométrica)
Fuente: Elaboración propia



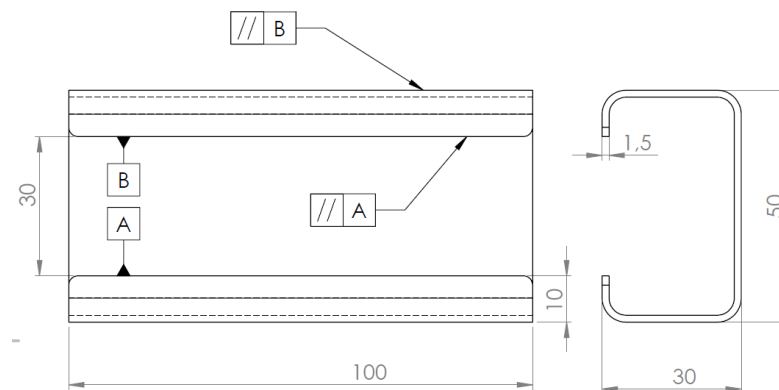
Plano H1. Placas del punto articulado que une el antivuelco con el tren trasero
Fuente: Elaboración propia



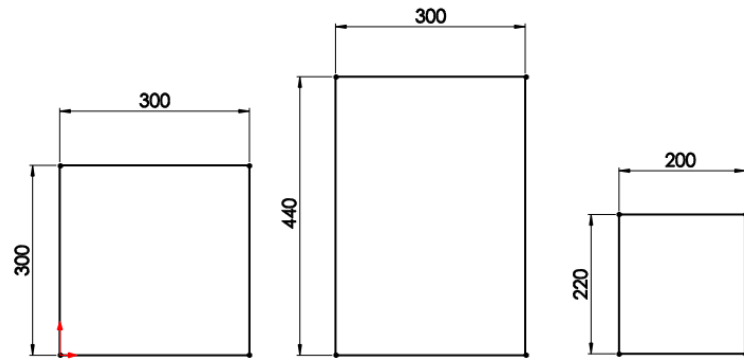
Plano H2. Tubería vertical de la barra antivuelco base de la unión de los puntos articulados
Fuente: Elaboración propia



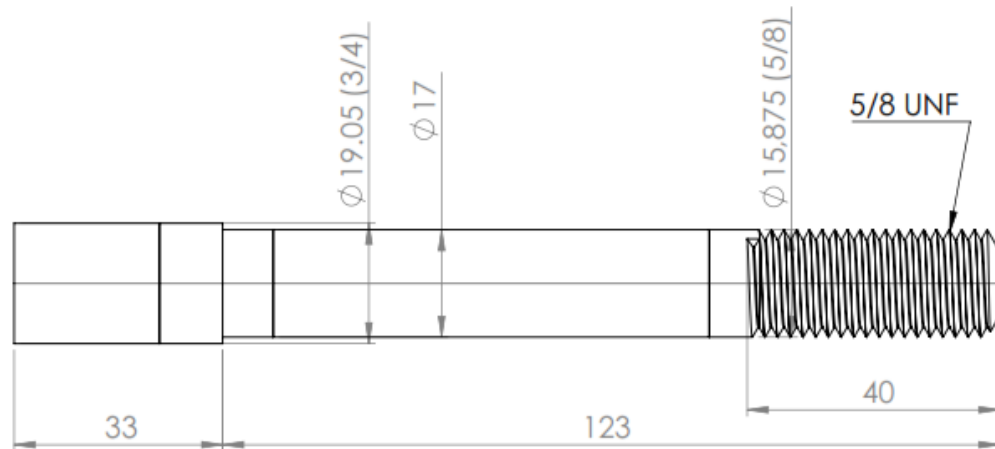
Plano H3. Tubería principal de la barra antivuelco lateral (horizontal)
Fuente: Elaboración propia



Plano H4. Borde de protección de elementos cortantes que genera la tubería principal
Fuente: Elaboración propia



Plano 2. Especificaciones de las medidas para las diferentes partes de la silla. Base, espaldar y apoya cabeza respectivamente **Fuente:** Elaboración propia



Plano 3. Especificaciones dimensionales de fabricación del eje
Fuente: Elaboración propia

5. CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN

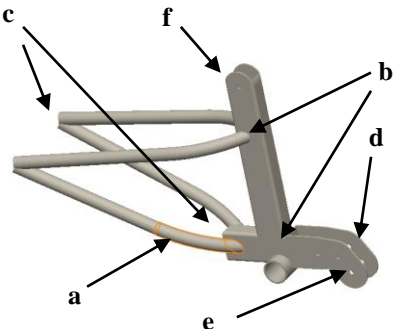
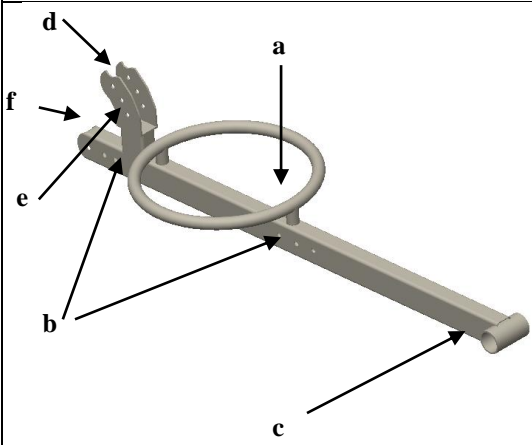
5.1. PROCESOS DE MANUFACTURA

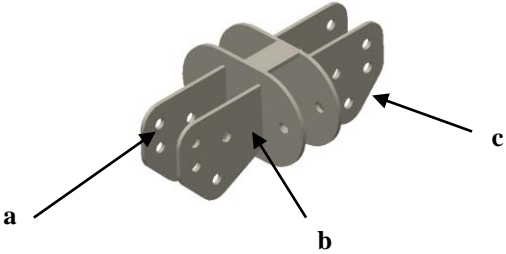
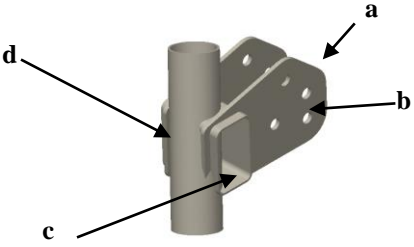
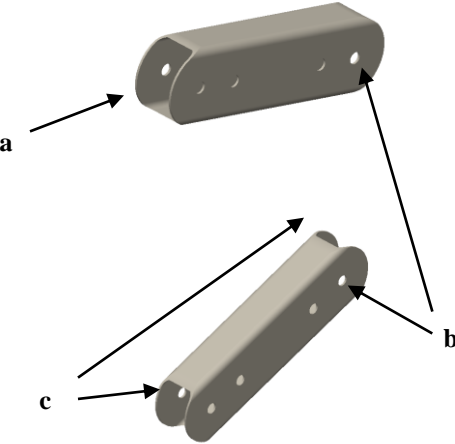
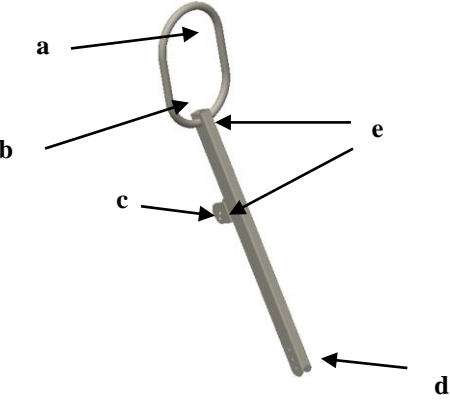
Luego de tener el diseño y los planos del chasis se definieron los procesos de manufactura a aplicar como el corte, taladrado, oxicorte, dobleces, soldadura, roscado, desbastado, cizallado y fresado. Se inició el proceso realizando los cortes de las tuberías y el oxicorte de las placas, se realizaron los dobleces y se verificaron las dimensiones. Se realizó la marcación y el corte en forma circular para los puntos correspondientes a los centros de ejes y dirección, haciendo importancia en la necesidad para su correcta ubicación. En las diferentes piezas de la tubería principal se realizó la medición, marcación y el taladrado de los diferentes puntos necesarios en las articulaciones, también se señaló la ubicación y el trayecto de las partes que posteriormente se soldaron, formando de esta manera cada uno de los elementos que al articularse o ensamblarse forman el chasis, finalizando con una posterior verificación.

La construcción de la dirección estuvo enfocada principalmente en las espigas a la cual se le realizaron procesos de corte, devastado, taladrado, roscado, fresado, cizallado y soldado. En particular el taladrado y fresado correspondió a un ángulo definido y necesario en la inclinación del pivote establecida por el valor del ángulo kingpin. Así, sobre el agujero inclinado se ubicaron los ejes de las llantas, a los cuales se les realizó un proceso previo de cortado, finalizando con la soldadura para unirlos a las espigas, también se unieron por soldadura a este conjunto los soportes de los rodamientos de dirección y las placas de soporte de la barra estabilizadora, teniendo en cuenta su correspondiente inclinación, definida por la condición de Ackerman.

La construcción de los cojines se originó en el reciclaje de las bases de estas a partir de material en deterioro, se realizó el tapizado de la espuma y se unió a la estructura del chasis

por medio de tornillos y tuercas. Se hace el montaje de los rodamientos, dirección y transmisión y se verificó su funcionalidad. Finalmente, se ensamblaron todas las partes manufacturadas del chasis y la dirección mediante la unión por pernos en los diferentes puntos articulados, realizando una verificación y comparación de las medidas establecidas en el diseño, donde se infirió el cumplimiento de los planteamientos del prototipo. A continuación, se especifican cada uno de los procesos de manufactura que se utilizaron y la parte correspondiente donde se aplicó.

Piezas fundamentales del VTH	Procesos de manufactura
	Tren trasero y central: <ul style="list-style-type: none"> a) Dobleces b) Soldadura c) Corte d) Oxicorte e) Taladrado f) Desbastado
	

	<p>Placas de acople de suspensión:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Taladrado b) Soldadura c) Oxicorte
	<p>Acople de espigas derecho e izquierdo:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Oxicorte b) Taladrado c) Corte d) Soldadura
	<p>Barras de suspensión-dirección izquierda y derecha:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Desbastado b) Taladrado c) Corte
	<p>Espaldar y antivuelco vertical:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Dobleces b) Corte c) Oxicorte d) Desbastado e) Soldadura

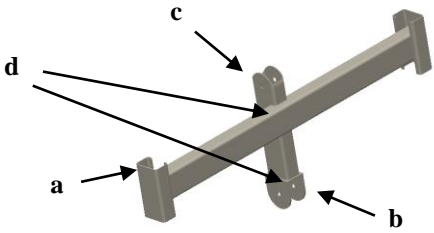
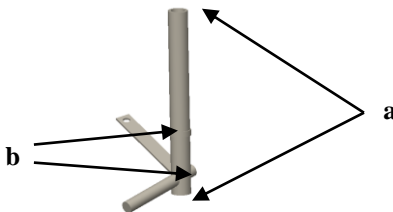
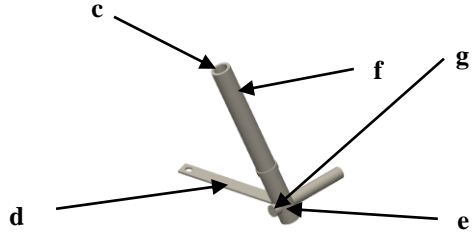
	<p>Barra antivuelco lateral desmontable:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Corte b) Oxicorte c) Desbastado d) Soldadura
	<p>Espigas y ejes derecha e izquierda:</p> <ul style="list-style-type: none"> a) Corte b) Soldadura c) Desbastado d) Cizallado e) Taladrado f) Roscado g) fresado
	

Tabla 17. Procesos de manufactura aplicados en el VTH. Listado con base en las partes fundamentales **Fuente:** Elaboración propia.

De la tabla 17, se puede observar que los procesos de manufactura aplicados en la construcción del vehículo son básicos y no requieren de la implementación de alguna tecnología sofisticada para su aplicación, se debe entender que la construcción por partes mejoró la exactitud de las medidas establecidas en el diseño CAD, con respecto a los anteriores VTH contruidos en la Universidad de Córdoba y facilitó la fabricación del vehículo disminuyendo el tiempo de construcción junto a la calidad del producto. En su totalidad solo se utilizaron nueve procesos de manufactura.

5.2. EVALUACIÓN

Se evaluó el vehículo tanto en terreno urbano como en terreno rural, en sus respectivas posiciones. Para el terreno urbano se realizaron recorridos por la totalidad de la malla vial correspondiente a las ciclovías de la ciudad de Montería y se realizó un recorrido por las calles vehiculares, donde se abarcaron las condiciones de suelo pavimentado y suelo asfaltado. Para terreno rural se realizó un recorrido hasta el corregimiento de guateque en época de temporada lluviosa y así con todos estos recorridos se realizó la correspondiente evaluación. También se evaluó el VTH en las condiciones de movilidad descritas, con el fin de verificar qué aspectos positivos y negativos se evidenciaron del diseño y que tanto ayuda en la movilidad sostenible este prototipo de vehículo.

5.3. VALIDACIÓN

Con el fin de ratificar que el comportamiento del vehículo es acorde a lo previsto, según sus características y parámetros seleccionados, se realizó un análisis dinámico, el cual se enmarca dentro de los conceptos establecidos por la SAE en los documentos, “*Race Car Vehicle Dynamics*” de 1995 y “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*” de 1992. Se denomina a las teorías formuladas en estos libros como de la SAE o estipuladas por esta.

Para iniciar el análisis, se realizaron experimentos a escala basados en diferentes metodologías de pruebas para vehículos autopropulsados. Los datos que se tomaron son la distancia y el tiempo, de donde se calcularon diferentes variables físicas, para realizar luego su análisis dinámico. Las pruebas se realizaron con el vehículo en la posición urbana, ya que es en esta donde se alcanza la velocidad máxima o velocidad de diseño. El usuario en todas las pruebas contó con un peso de 75 kg, una altura de 1,88 m y un perfil deportivo promedio.

5.3.1. Determinación de la capacidad de aceleración

Consiste en hallar la respuesta de la aceleración máxima para la combinación del sistema VTH-usuario promedio, en general evidenciando la limitación que arroja el vehículo en pasar de 0 a 20 km/h , de acuerdo a la distancia y tiempo mínimo en que lo pueda lograr.

El experimento consta de lo siguiente, se señaló con conos un trayecto de prueba en línea recta de 60 m y terreno asfaltado, donde se tomaron los tiempos utilizando un cronómetro, desde que parte el vehículo de reposo, entre puntos ubicados a los 12 m , 24 m , 36 m , 48 m y el tiempo de llegada; la pista y sus condiciones se muestran en la figura 58. Se analiza con los datos tomados, cual es el tiempo donde se consigue el límite de velocidad establecido y la aceleración máxima que es capaz de experimentar el vehículo en función de la capacidad de un usuario promedio.

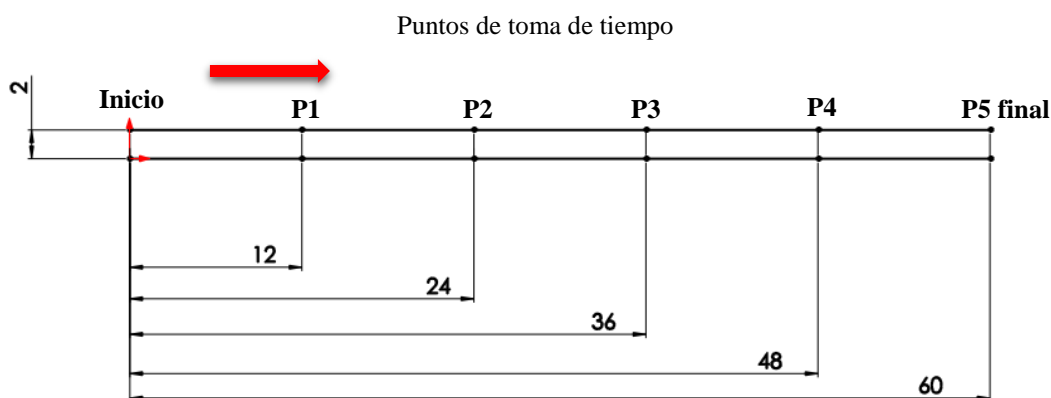


Figura 58. Esquema de la pista de prueba de aceleración. (Vista superior) puntos de medición del tiempo, medidas en metros **Fuente:** Elaboración propia.

Análisis dinámico de la capacidad de aceleración

Se empezó el análisis dinámico determinando la aceleración media que el vehículo adquiere arrancando desde reposo y hasta alcanzar la velocidad de diseño 20 km/h , la cual quedó

establecida en la prueba experimental anterior. El efecto de la aceleración se representa por una fuerza inercial equivalente denotada $\frac{W}{g} \cdot a_x$.

Es importante resaltar que el análisis dinámico se realiza con el vehículo en posición urbana, ya que es en esta donde se consigue la mayor velocidad (máxima de diseño). Se asume para el análisis que la masa del usuario es la correspondiente al valor máximo del diseño, ya que con esta se estipulan las condiciones más críticas del vehículo.

Para este caso se fijó que la fuerza aerodinámica producida en el vehículo es despreciable debido a su baja velocidad de diseño. Se recuerdan los valores del ángulo de pendiente máximo, el peso y las cargas estáticas en el tren delantero y tren trasero.

La capacidad de aceleración para el caso de un vehículo de tracción humana “sin motor” se ve influenciada o limitada por la tracción, denotada como F_x y la cual se puede calcular por medio de la ecuación 6. Para el caso de este vehículo, su capacidad de aceleración se ve afectada por el terreno donde se haga uso de este, como puede ser el terreno rural o el terreno urbano, en cada uno se dispone de un coeficiente máximo de fricción diferente. Para terreno urbano y según el anexo 1, el coeficiente fue seleccionado para el asfalto y cemento (seco); se realiza el cálculo escogiendo el menor coeficiente, con el fin de conocer la más baja aceleración a la que el vehículo puede responder.

Sin embargo según la SAE, existe una fuerza de tracción máxima que depende de la rueda donde se aplica la tracción y de las transferencias de cargas dinámicas que se presentan. Así, se calcula esta fuerza y con ella la aceleración que teóricamente puede alcanzar el vehículo y se compara con la alcanzada en la prueba experimental, estableciendo eficiencias para la fuerza de tracción y para la aceleración, seguidamente se analizan los resultados. Se realiza la misma operación para terreno rural, donde se selecciona del anexo 1, el coeficiente

correspondiente a una carretera de tierra seca; entonces se realiza el cálculo de la fuerza de tracción, la fuerza de tracción máxima y la eficiencia de tracción, luego se analiza; para este terreno no se cuenta con una medida de aceleración ya que no es la máxima posible, siendo irrelevante para su análisis.

5.3.2. Determinación de la desaceleración o capacidad de frenado

Con las mismas condiciones de pista de la prueba anterior, se lleva el vehículo desde reposo hasta la velocidad máxima que la combinación usuario-VTH sea capaz de alcanzar al finalizar los 60 m, se toma el tiempo de llegada con el cronómetro y se realiza en el mismo instante un frenado, presionando la totalidad de la palanca de tal manera que el vehículo pierda energía y quede en estado de reposo, se toma también con el cronómetro el tiempo de frenado y se mide con un flexómetro las distancias de frenado alcanzadas (figura 59).

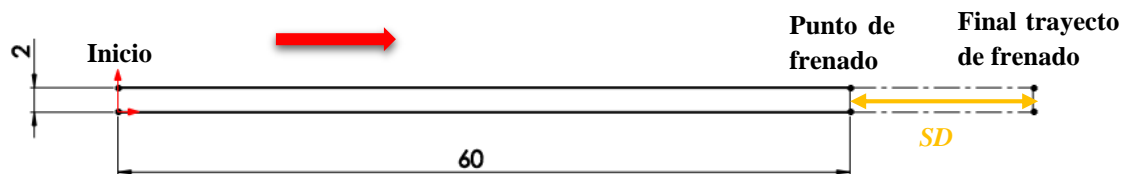


Figura 59. Esquema de la pista de prueba de frenado. (Vista superior) puntos de medición del tiempo, medidas en metros **Fuente:** Elaboración propia.

A partir de la ecuación establecida para esta prueba, se calcula el valor de la desaceleración para la velocidad de diseño.

Análisis dinámico de la capacidad de frenado

La capacidad de frenado se ve influenciada por muchos factores como el arrastre aerodinámico, el arrastre en la línea de transmisión, la inclinación y el deslizamiento, estos factores contribuyen en la denominada desaceleración que se asume para este análisis como constante durante la aplicación de los frenos, en el caso de tener una desaceleración hasta

parar totalmente, se calcula la distancia de parada y seguido se calcula el tiempo de parada, con estos datos se analiza el comportamiento del VTH y su sistema de frenos. También se calcula la fuerza de frenado que ejerce el sistema en el vehículo, para la desaceleración hallada experimentalmente. La energía absorbida en el frenado, se puede calcular para el caso por medio de la ecuación 18, donde se establece que la velocidad final es cero, equivalente al reposo. Según el libro Fundamentos de la dinámica de vehículos de la SAE, existe una disipación de potencia inicial en el punto de aplicación del freno, equivalente a la fuerza de frenado por la velocidad del vehículo, la cual se calcula para luego calcular y analizar la potencia promedio absorbida durante la parada.

Al igual que durante la aceleración también se obtienen transferencias de cargas dinámicas entre los trenes del vehículo, denotadas por la carga estática, adicionándole o restándole la transferencia de carga dinámica de frenado, ecuaciones 20 y 21 para los trenes delantero y trasero respectivamente. Se calculan estas y se realiza su respectivo análisis. Se calcularon también la fuerza de frenado máxima que se producen en los trenes, ecuaciones 23 y 24; el valor de los coeficientes picos depende de muchos factores como son, la presión de en los neumáticos, la temperatura, el torque que se produce en la llanta debido a la fuerza ejercida por el sistema de frenado, entre otros. Para este caso se consideran estos factores despreciables, en gran medida por la baja velocidad, aceleración y peso que se presentan en un VTH y se escoge un valor del anexo 1, que es seleccionado de acuerdo al tipo de suelo donde se desplaza el vehículo, correspondiente al terreno urbano, debido a que en este se presenta el máximo coeficiente pico (0,9).

Luego de analizar de manera general los resultados obtenidos para el sistema de frenados, se calcula la eficiencia de estos según la SAE y se realizan los comentarios pertinentes. Se calcula y analiza la resistencia a la rodadura como uno de los parámetros fundamentales del

VTH y de las capacidades de frenado y aceleración; mediante la ecuación 25 se realiza el cálculo. Se selecciona el coeficiente de resistencia a la rodadura con base en la naturaleza del suelo ya que el vehículo se desplaza por diferentes suelos, seleccionando el valor de cada uno en el anexo 2.

Se calcula la resistencia total como lo muestra la ecuación 26, que es la suma de las cargas vistas más el efecto de la inclinación en la pista. Para el caso se escoge la resistencia correspondiente al terreno asfaltado, ya que es en este donde se encuentra la pendiente máxima. Para la resistencia aerodinámica se toma la mitad de aproximación mostrada en la teoría relacionada, donde dice que es equivalente a una desaceleración de 0,03 g.

5.3.3. Determinación de la estabilidad en curva

Según (Aguilar, 2003), muchas revistas de pruebas de manejo incluyen un índice de capacidad de viraje o aceleración lateral; esta se mide para el caso, al conducir el vehículo sobre una circunferencia, donde la parte interior de la pista está delimitada por conos con un radio $R_1 = 2 \text{ m}$ y la parte exterior de la pista está delimitada por conos con radio $R_2 = 3 \text{ m}$; con los que se tiene un radio efectivo de $R_{\text{ef}} = 2,5 \text{ m}$, equivalente al mínimo radio establecido en el diseño del VTH, como se muestra en la figura 60.

Se arrancó de reposo en un punto denominado inicio de la trayectoria y se tomaron los tiempos con un cronómetro en cada vuelta (360°), el conductor aumentó la aceleración del vehículo gradualmente en cada vuelta, hasta tomar el tiempo en que se pierde la estabilidad por cualquier motivo, para el caso saliéndose el VTH de la trayectoria constituida (cuando tumba los conos externos). Luego con ese tiempo se realiza el cálculo de la aceleración lateral expresada en g's.

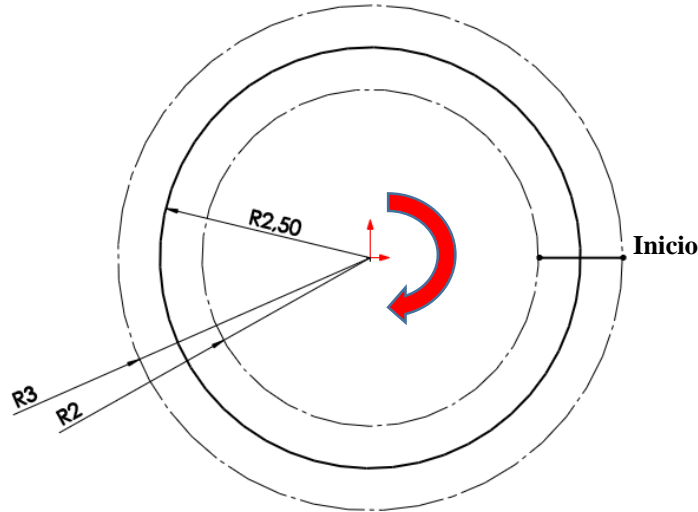


Figura 60. Esquema de la pista de prueba de aceleración lateral. (Vista superior) puntos de medición del tiempo, medidas en metros **Fuente:** Elaboración propia.

Análisis dinámico de la estabilidad lateral

Analíticamente se calculó la aceleración lateral y se comparó con la teórica para luego realizar el respectivo análisis, también se miró la transferencia de carga lateral que puede llegar a experimentar el vehículo y cómo influye la altura del centro de gravedad, en esta transferencia y por lo tanto en la estabilidad lateral del VTH.

La estabilidad del vehículo es uno de los parámetros claves para analizar, la estabilidad en curva se analiza de acuerdo a la figura 61. Como se observa, al momento de tomar una curva de radio R , se generan fuerzas y ángulos de deslizamiento en las ruedas trasera y delanteras, los cuales fueron calculados para luego establecer las condiciones de estabilidad en curva del VTH. Para verificar esta estabilidad, se realizan los cálculos correspondientes al comportamiento direccional mediante los factores de margen estático y el gradiente de subdirección, ecuaciones 29 y 30. Para esto se define que existen unas fuerzas de viraje aplicadas en el vehículo, ubicadas lateralmente sobre la rueda delantera y trasera, según la

SAE la sumatoria corresponde a la ecuación 27, se utiliza el menor radio de giro encontrado en la ciudad de Montería y cuyo valor corresponde a 2,5 m.

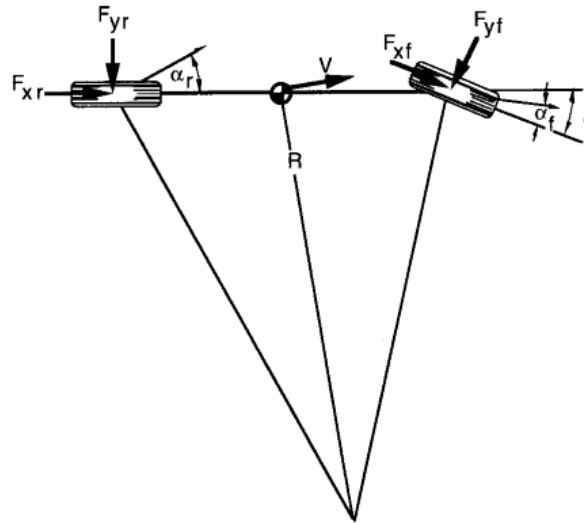


Figura 61. Modelo de bicicleta SAE. (Vista superior) ángulos y fuerzas de deslizamiento en ruedas delanteras y traseras **Fuente:** Gillespie, 1992.

Con estas fuerzas laterales se remite al anexo 3, de donde se hallan los ángulos de deslizamiento con la ayuda del software SolidWorks® Premium 2016; Ahora mediante la ecuación 47 de la SAE, que relaciona la fuerza lateral y el ángulo de deslizamiento, se halla la constante de rigidez en las curvas para cada rueda y con los resultados se calcula el margen estático. Como el análisis depende de la distribución de peso sobre el vehículo, dada por las cargas que actúan sobre los trenes delantero y trasero, se calculan como lo establece la SAE. Luego se calcula el gradiente de subdirección y se realiza un análisis minucioso de la estabilidad generalizada en el VTH y de los resultados teóricos contra los experimentales.

5.3.4. Prueba de vuelco

El vehículo recorrió una trayectoria trazada de 20 m, tangente a una curvatura, en un punto perpendicular a el radio de la circunferencia, con radio efectivo de 2,5 m, como se referencia en la figura 62; de donde se determinó la velocidad máxima de vuelco bajo estas condiciones.

Se tomaron los tiempos con un cronómetro desde punto inicial hasta punto final, para realizar el análisis de datos correspondiente.

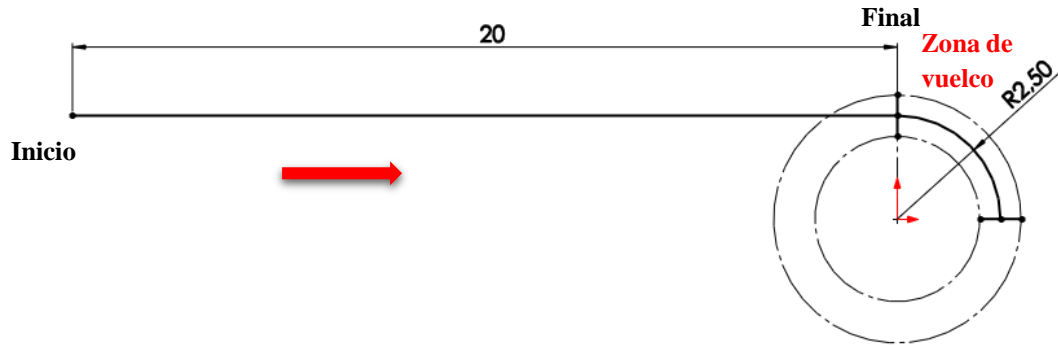


Figura 62. Esquema de la pista de prueba de vuelco. (Vista superior) condiciones de pista y trayecto a seguir, medidas en metros **Fuente:** Elaboración propia.

Se realiza posteriormente el análisis dinámico de esta prueba, con la ecuación de vuelco establecida en (Martínez & Molina, 2013) y se comparan los valores teóricos contra los experimentales, se establece un porcentaje de error.

5.3.5. Prueba de maniobrabilidad

Esta prueba se realizó como una adaptación a escala de las condiciones de la prueba ISO 3888-1:1999, para vehículos autopropulsados, el objetivo de esta es establecer la velocidad máxima a la cual el VTH puede entrar a la pista y cambiar de carril sin derribar ningún cono o salirse de la trayectoria mostrada, por lo tanto se traza la pista con los conos y el trayecto de entrada como se muestra en la figura 63.

Se toma el tiempo con el cronómetro, en que se tarda el vehículo en recorrer el trayecto de los 10 m, justo antes de entrar a la trayectoria señalada en amarillo, con el fin de determinar la velocidad a la cual se realiza la maniobra. Se estipula que si la combinación VTH-usuario derriba uno de los conos de la pista en la maniobra, el resultado es inválido, encontrándose así cual es velocidad a la cual la combinación VTH-usuario puede realizar la maniobra.

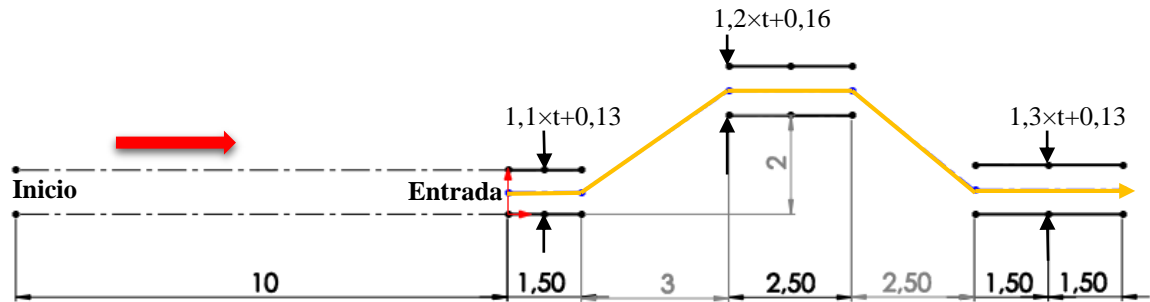


Figura 63. Esquema de la pista de prueba de maniobrabilidad. (Vista superior) medidas de la pista y trayecto a seguir, medidas en metros **Fuente:** Elaboración propia.

5.3.6. Prueba de manejabilidad

Es una prueba de experimentación bajo los siguientes criterios, se efectuaron giros en una pista de radio efectivo constante de $R = 2,5 \text{ m}$ delimitado por conos (figura 60); con el VTH en movimiento y a una velocidad media de 5 km/h ; con lo que se determinó la máxima variación en el ángulo del manubrio con respecto al plano lateral del vehículo, para lo cual se tomó un video de todo el recorrido, enfocado en la vista superior del vehículo sobre uno de los manubrios, se extrajeron las fotos de los instantes requeridos y luego a través del programa SolidWorks® Premium 2016, se obtuvo la variación máxima del ángulo registrada en el video. La velocidad se determinó cronometrando el tiempo en el que el vehículo completaba cada vuelta en la circunferencia de la pista.

5.3.7. Choque contra resalto

Se parte con el vehículo en reposo siguiendo una trayectoria recta de 10 m , recorrida en un tiempo de $3,6 \text{ s}$, con los cuales se asegura que el vehículo alcance los 20 km/h y se choca justo en ese instante contra el resalto de 110 mm . Se hacen las verificaciones correspondientes a deformaciones o cambios en el chasis y se toman evidencias.

6. RESULTADOS Y DISCUSIONES

6.1. ANÁLISIS DE LA EVALUACIÓN

6.1.1. Evaluación en terreno urbano



Figura 64. Primer recorrido en terreno urbano. Utilización de ciclovías y calles transitadas
Fuente: Elaboración propia.

Esta primera evaluación por las ciclovías se realizó en un trayecto de 8,8 *km* de distancia y requirió un tiempo de 30 minutos, la velocidad promedio alcanzada fue de 17 *km/h* y la velocidad máxima alcanzada fue de 25 *km/h*. Mediante el software Runtastic se realizó la evaluación kilómetro a kilómetro del recorrido como se aprecia en la figura 64, donde se muestran las velocidades promedios en cada tramo y las ganancias o pérdidas de altura correspondientes. En general se observa que el usuario promedio mantiene en su ritmo hasta el cuarto kilómetro, aproximadamente el 45,56% del total del recorrido y luego su ritmo decae en pequeña escala, de aproximadamente un 10% con respecto al ritmo promedio que se obtuvo en la primera mitad del trayecto.

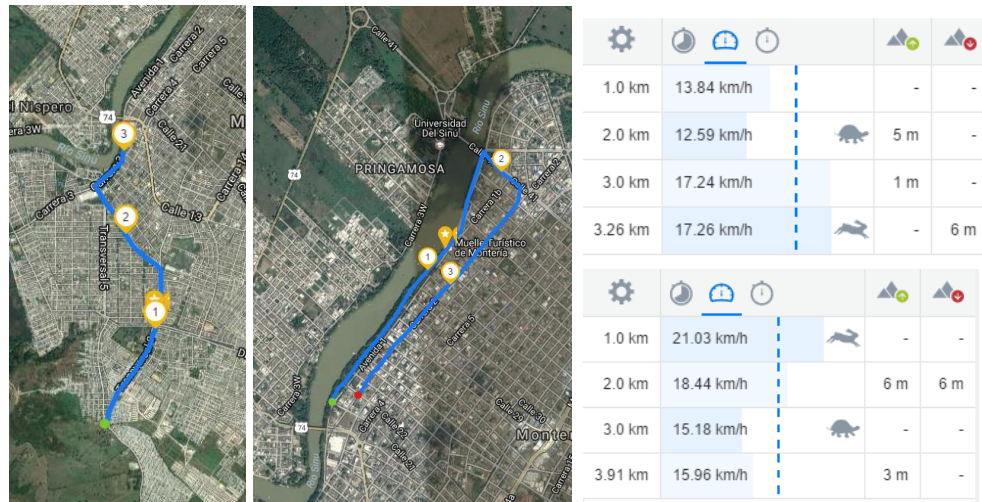


Figura 65. Segundo recorrido en terreno urbano. Se muestran dos trayectos que realizaron de forma seguida y los datos obtenidos **Fuente:** Elaboración propia.

El segundo recorrido se realizó en dos trayectos seguidos como se aprecia en la figura 65, en total se estimó una distancia de $7,2\text{ km}$ recorrida en un tiempo de 27 minutos, obteniendo una velocidad promedio de 16 km/h y llegando a alcanzar una velocidad máxima de 36 km/h . Analizando en forma general, se observa que, como sucedió en el primer recorrido se genera una pequeña ganancia en el ritmo, hasta la mitad del recorrido (aproximadamente 4 km/h) y luego se da una pérdida en pequeña escala del ritmo hasta finalizar el recorrido.

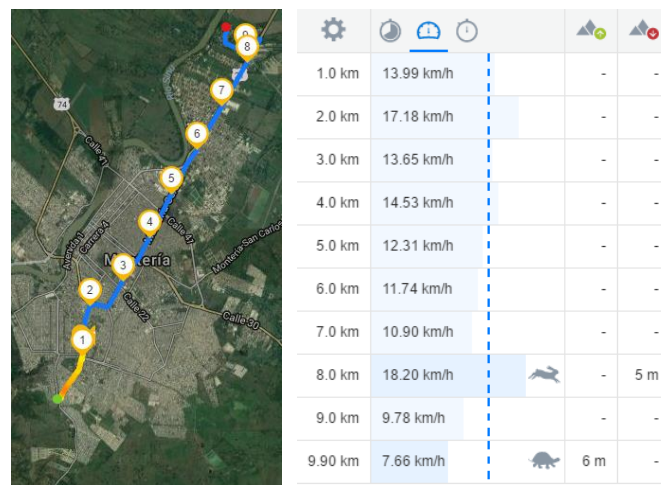


Figura 66. Tercer recorrido en terreno urbano. Se muestra el trayecto y los datos tomados en un recorrido con condiciones de asfalto y cemento **Fuente:** Elaboración propia.

Este recorrido se hizo en carreteras principales con tráfico concurrido, se utilizó una distancia de 9,9 *km* y se necesitó un tiempo de 48 minutos, se registró una velocidad promedio de 12 *km/h* y una velocidad máxima de 38 *km/h*. En la figura 66, se aprecian la velocidad promedio kilometro a kilometro y de donde se establece que el ritmo del usuario decae por debajo del promedio luego del cuarto kilómetro de recorrido y se mantuvo cayendo constantemente hasta finalizar el tramo en su totalidad. Los últimos dos trayectos se realizaron cerca y dentro de la malla vial de la Universidad de Córdoba, por lo que se aprecia un ritmo muy por fuera del rango de los otros kilómetros establecidos.



Figura 67. Recorridos en suelo urbano. Registro fotográfico del VTH realizando desplazamientos por ciclovías y avenidas vehiculares **Fuente:** Elaboración propia.

Analizando por parte del usuario los tres recorridos realizados en terreno urbano se puede decir que el vehículo responde en gran medida a capacidades como la estabilidad, el control y ritmo de desplazamiento, se pueden realizar maniobras de giro y toma de curvas sin inconvenientes, la energía utilizada por el usuario se cataloga como media-alta, en estos

recorridos, los cuales son extensos, complejos y abarcan gran parte de la ciudad desde la zona sur hasta la zona norte, evidencias de estos se muestran en la figura 67.

6.1.2. Evaluación en terreno rural

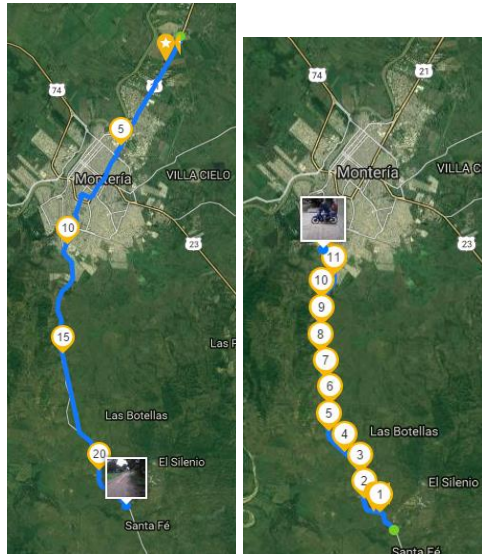


Figura 68. Recorrido único en terreno rural. Ida y vuelta al corregimiento de guateque
Fuente: Elaboración propia.



Figura 69. Punto final de recorrido corregimiento de Guateque. Toma de evidencias para la finalización del recorrido en la zona rural **Fuente:** Elaboración propia.

Este es un recorrido que sumado todo junto representan 34,15 *km* de distancia, se analizó el cambio de terreno en el vehículo, como lo muestran las figuras 68, 69 y 70, el vehículo respondió de manera positiva a las consideraciones establecidas en la problemática, en terreno rural se evidenció el aumento de la fuerza de resistencia a la rodadura y sumado a eso

se notó cansancio en los músculos de las extremidades superiores debido a la constante necesidad de maniobrar en este terreno y las vibraciones.



Figura 70. Recorrido en suelo rural. Registro fotográfico del sobrepaso a piedras, barro, charcos de agua **Fuente:** Elaboración propia.

En general los recorridos con el vehículo en este terreno son más desgastantes para el usuario que en terreno urbano, pero de manera general son posibles a una velocidad como la determinada en promedio para el recorrido de venida, donde se obtuvo un promedio de $8,1 \text{ km/h}$, la estabilidad del vehículo se mantiene de manera positiva a pesar del cambio en la altura del centro de gravedad debido a la reducción de la velocidad y junto a esto la elevada altura del vehículo ayuda a superar cuerpos de agua, barro y superar obstáculos como piedras o irregularidades superficiales de manera eficiente.

6.1.3. Evaluación del VTH en condiciones de movilidad establecidas

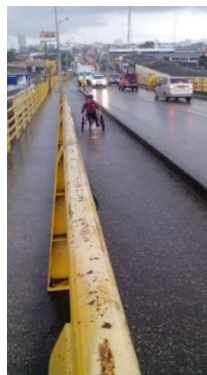


Figura 71. Evaluación del sobrepaso a la pendiente máxima. Registro del sobrepaso a la pendiente de 5° encontrada en la ciudad de Montería **Fuente:** Elaboración propia.



Figura 72. Evaluación de la movilidad del VTH en un sendero peatonal. Registro fotográfico del vehículo en posición de plegado siendo conducido por un usuario en la ciudad de Montería **Fuente:** Elaboración propia.



Figura 73. Evaluación del abordaje en un planchón. Registro del abordaje de un usuario y el vehículo a un planchón en el río Sinú **Fuente:** Elaboración propia.



Figura 74. Evaluación la movilidad en escaleras. Registro de la capacidad del VTH para subir y bajar unas escaleras estando en posición de plegado **Fuente:** Elaboración propia.



Figura 75. Evaluación del sistema de plegado. Registro de la capacidad en la reducción volumétrica que ocupa el VTH en un hogar **Fuente:** Elaboración propia.



Figura 76. Evaluación del espacio ocupado en una oficina. Registro de la capacidad en la reducción del volumen ocupado en una oficina y la movilidad del VTH dentro de recintos pequeños **Fuente:** Elaboración propia.

Respecto a la figura 71, donde se muestra la evaluación del sobrepaso en la pendiente máxima, se puede decir que la combinación VTH usuario promedio, puede subir la totalidad del trayecto, presentado una fatiga muscular levemente superior, a la que el mismo usuario presentó subiendo la misma pendiente en una bicicleta. En la figura 72, se registra la movilidad a través de un sendero peatonal de la ciudad, la cual se realizó sin inconvenientes al encontrarse con diferentes personas, el tiempo y la dificultad de plegar el VTH para esta operación se registró como (media-alta). En la figura 73, se aprecia el abordaje a un planchón con la condición de un nivel muy bajo en el río, la operación de plegar el VTH, abordar y bajar del planchón se registró como (muy alta). En la figura 74, se presenta la movilidad por una escalera, se registró esta operación en su dificultad como (baja-media). La operación de plegar el VTH, se evidencia en la figura 75, la operación de plegado se registró en su dificultad como (media) y el ahorro de espacio fue muy eficiente. Realizando esta misma operación para una oficina (figura 76), se registró que la operación de plegado fue de dificultad (media) y el ahorro de espacio fue eficiente.

6.2. ANÁLISIS DE LA VALIDACIÓN

6.2.1. Capacidad de aceleración

Analizando el comportamiento de la gráfica de la figura 77, se observa que en el primer tramo de la trayectoria la velocidad y el tiempo adquieren un comportamiento lineal, luego se aprecia una caída en la curva, la cual es posiblemente producto de la aplicación de los cambios y finalmente, se observa nuevamente un comportamiento lineal creciente, en menor medida que el apreciado inicialmente.

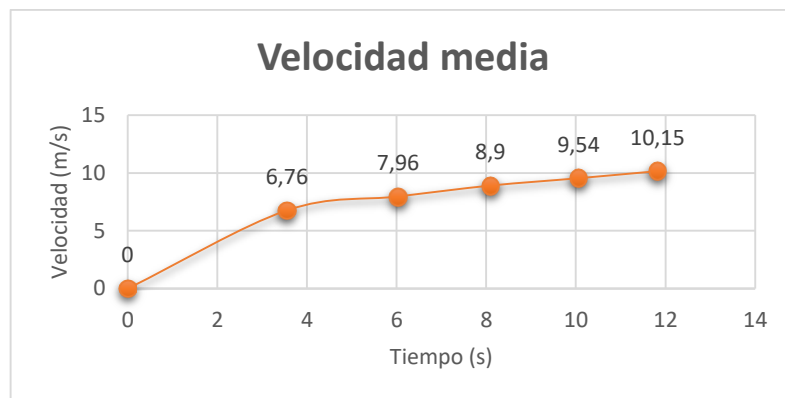


Figura 77. Velocidad media en función del tiempo. Análisis del comportamiento de la velocidad media en los diferentes tramos de la trayectoria **Fuente:** Elaboración propia.

A partir de esta gráfica se verifica, que la velocidad de diseño máxima es alcanzada por la combinación VTH-usuario en el primer tramo de la trayectoria, es decir, donde se observa que se da un comportamiento lineal, por lo que se realiza un análisis de este tramo en particular, con el fin de determinar el tiempo exacto en el cual se presentan los 20 km/h . Se observa que el vehículo es capaz de alcanzar velocidades superiores a la máxima establecida para el diseño, llegando hasta los 36 km/h en esta prueba y se registran en la evaluación velocidades de hasta 38 km/h .

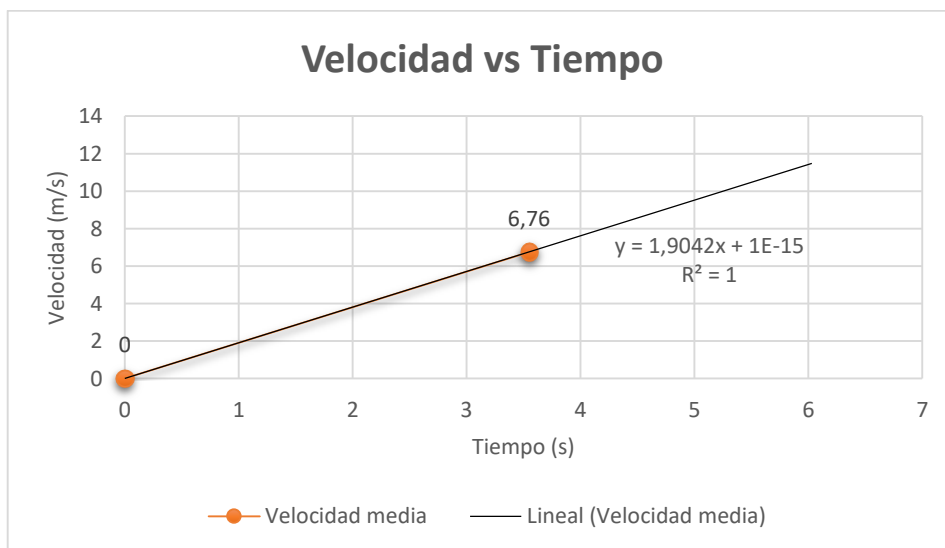


Figura 78. Velocidad en función del tiempo. Análisis del primer tramo de la trayectoria, involucra la velocidad de diseño **Fuente:** Elaboración propia.

Como se puede observar la gráfica de la figura 78, indica que la relación lineal entre las variables está dada según la ecuación 42.

$$v(t) = 1,9042 * t + 1e^{-15} \quad (42)$$

Donde la pendiente $m = 1,9042 \text{ m/s}^2$ representa la aceleración máxima a la cual está sometido el vehículo en este primer tramo ($< 3,55$ segundos) y donde se obtiene en un determinado tiempo la velocidad de diseño, calculada a partir de la ecuación 42 y cuyo valor es de $2,92 \text{ s}$.

Esto indica que la combinación VTH-usuario, alcanza una velocidad de 20 km/h a los $2,92 \text{ s}$, bajo las condiciones establecidas en la prueba.

Análisis dinámico para la capacidad de aceleración.

Se tienen los siguientes datos establecidos:

$$a_x = 1,9 \text{ m/s}^2$$

$$\frac{W}{g} \cdot a_x = 220 \text{ N}$$

$$\text{Masa (usuario + VTH)} = 85 \text{ kg} + 31 \text{ kg} = 116 \text{ kg}$$

$$\text{Pendiente: } 5^\circ$$

$$W = 1138 \text{ N}$$

$$W_{fs} = 667,75 \text{ N}$$

$$W_{rs} = 470,25 \text{ N}$$

$$\mu (\text{urbano}) = 0,75$$

$$\mu (\text{rural}) = 0,65$$

La fuerza de tracción ideal calculada para terreno urbano es entonces:

$$F_x = 0,75 * 1138 = 853,5 \text{ N}$$

La fuerza de tracción máxima se calcula según la ecuación 43.

$$F_{xmax} = \frac{\mu \frac{Wb}{L}}{1 - \frac{h}{L}\mu} \quad (43)$$

Así la fuerza de tracción máxima en terreno urbano corresponde a un valor de:

$$F_{xmax} = 554,7 \text{ N}$$

Como se sabe la fuerza representa la masa por la aceleración ahora con esta fuerza se halla la aceleración límite que el vehículo puede alcázar en terreno urbano:

$$a_x = \frac{F_x}{M} = \frac{554,7 \text{ N}}{116 \text{ kg}} = 4,78 \text{ m/s}^2$$

Comparando este valor con el hallado en las pruebas $a_x = 1,9 \text{ m/s}^2$. Se puede ver que la limitación del vehículo está por encima de la alcanzada.

La eficiencia en la tracción del VTH, en terreno urbano está dada como:

$$\eta_a = \frac{554,7}{853,5} = 0,65$$

Así se tiene que la eficiencia en la tracción del vehículo, en terreno urbano y posición urbana alcanza un valor del 65%, lo cual a pesar de ser un porcentaje medio, es un resultado a favor, ya que verifica que la geometría del vehículo es capaz de superar la mitad de la tracción que puede ofrecer idealmente el vehículo con la totalidad de su peso.

La eficiencia en la aceleración está dada como:

$$\eta_a = \frac{1,9}{4,78} = 0,397$$

Así se tiene que la eficiencia en la aceleración alcanzada para un usuario promedio en el vehículo corresponde a un 39,7%. Se observa que esta aceleración, es menos de la mitad de la aceleración teórica que ofrece la geometría misma del vehículo, pero se estipula que el vehículo podría ser capaz de alcanzar aceleraciones mayores si se alcanzan velocidades mayores que la velocidad de diseño, lo que mejoraría el porcentaje de eficiencia real del VTH, tomando este valor como la eficiencia de diseño.

La fuerza de tracción ideal calculada para terreno rural sería:

$$F_x = 0,65 * 1138 = 739,7 \text{ N}$$

Según la ecuación 43, la fuerza de tracción máxima en terreno rural es:

$$F_{xmax} = 521,9 \text{ N}$$

Y la aceleración limitante para este terreno corresponde a:

$$a_x = \frac{F_x}{M} = \frac{521,9 \text{ N}}{116 \text{ kg}} = 4,49 \text{ m/s}^2$$

El cual también es un resultado altamente eficiente para el vehículo y que permite el desplazamiento de este en el terreno determinado sin inconvenientes, ya que como se espera la aceleración derivada en el terreno rural es mucho menor a este valor y al alcanzado en el terreno urbano. La eficiencia en la tracción del VTH, en terreno rural está dada como:

$$\eta_a = \frac{521,9}{739,7} = 0,705$$

Así se tiene que la eficiencia en la tracción del vehículo, en terreno rural y posición rural (más alto centro de gravedad) alcanza un valor del 70,5%. Este valor es muy importante, ya que nos dice que la eficiencia de tracción que brinda la geometría del vehículo es mayor, para la posición rural que para la posición urbana, lo cual es un resultado positivo, ya que el usuario gastara menos energía para mantener un buen ritmo en un terreno exigente, contrario a lo que pasaría si el vehículo no pudiera cambiar de posición y se mantuviera en la posición urbana, el gasto de energía sería más elevado.

6.2.2. Capacidad de frenado

De la prueba experimental realizada para medir la capacidad de frenado del VTH, se tomaron los datos de tiempo y distancia, para los que se calculó en cada una de las cinco mediciones, su desaceleración y velocidad inicial como se muestra en la tabla 18.

Datos	Tiempo de aceleración “en 60 m” (s)	Velocidad inicial calculada (m/s)	Tiempo de frenado (s)	Distancia de frenado (m)	Desaceleración calculada (m/s ²)
1	11,36	10,56	3,76	15	3,495
2	11,32	10,60	4,19	15	3,351
3	11,25	10,67	4,48	15	3,269
4	11,16	10,75	4,73	15,5	3,160
5	11,10	10,81	4,93	15,5	3,110

Tabla 18. Datos tomados y calculados de la prueba experimental. No se tiene en cuenta el promedio, se analiza dato por dato **Fuente:** Elaboración propia.

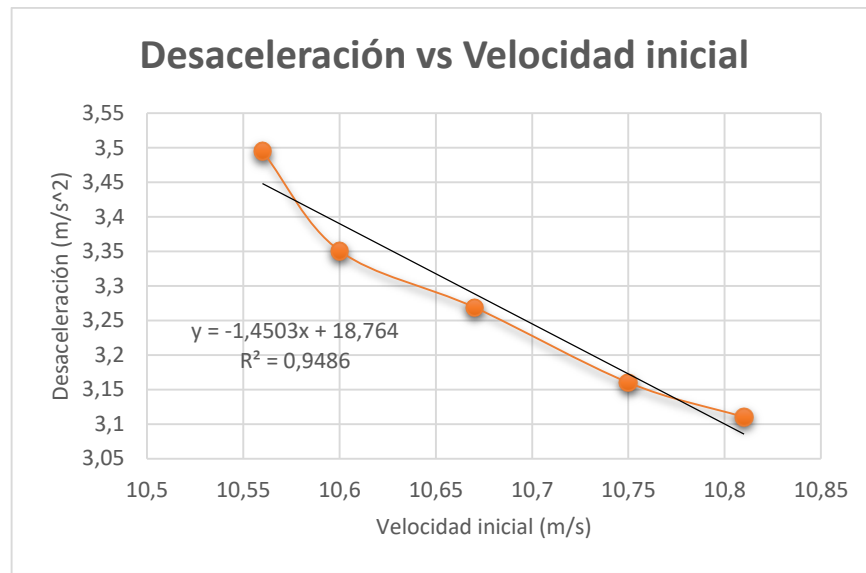


Figura 79. Desaceleración en función de la velocidad. Análisis de la capacidad de frenado del vehículo bajo las condiciones establecidas en a prueba **Fuente:** Elaboración propia.

De la gráfica de la figura 79, se determinó que la desaceleración está relacionada de manera lineal con la velocidad mediante la ecuación 44.

$$Dx(v) = -1,4503 * v + 18,764 \quad (44)$$

La cual representa en un 94,86% la desaceleración del vehículo a cualquier velocidad. La desaceleración aproximada para la velocidad de diseño 20 km/h es:

$$Dx(5,5556 \text{ m/s}) = 10,71 \text{ m/s}^2$$

Con este valor se realizan los cálculos del análisis dinámico.

Análisis dinámico para la capacidad de frenado:

La distancia de parada se calcula con la ecuación 16 como:

$$SD = \frac{v_0^2}{2D_x} = 1,44 \text{ m}$$

Donde la velocidad inicial es la máxima de diseño ($20 \text{ km/h} \cong 5,5556 \text{ m/s}$) y la desaceleración fue la establecida en una prueba experimental. El tiempo de parada es calculado por medio de la ecuación 17 como:

$$t_s = \frac{v_0}{D_x} = 0,52 \text{ s}$$

A pesar de haber diseñado el sistema de frenado para un tiempo y distancia específica, las cuales no coinciden con estos resultados obtenidos, se establece que esto es producto de la idealización del diseño, ya que no se tiene en cuenta que el VTH solo cuenta con el sistema de frenos en la rueda trasera y que las velocidades usadas tienen un pequeño margen de diferencia; por lo que los resultados mostrados aquí, describen aproximadamente una situación más real, de cómo se afecta el comportamiento del VTH, con la respuesta que brinda el sistema de frenos que posee.

Se calcula la fuerza de frenado por medio de la ecuación 13 como:

$$F_{xt} = 10,71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 116 \text{ kg} = 1242 \text{ N}$$

La energía absorbida en el frenado según la ecuación 18 es de:

$$\text{Energía} = \frac{M}{2 * 1000} (v_0^2 - v_f^2) = 1,79 \text{ kJ}$$

Lo que representa que al frenar el sistema absorbe $1,79 \text{ kJ}$ de energía, al frenar desde la velocidad máxima (diseño), hasta reposo.

La disipación de potencia inicial es:

$$P(inicial) = \left(1242 \text{ N} \times 5,5556 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)/1000 = 6,9 \text{ kW}$$

La potencia promedio absorbida durante la parada se calcula mediante la ecuación 19 como:

$$Potencia = \frac{M}{2 * 1000} \frac{v_o^2}{t_s} = 3,45 \text{ kW}$$

Se puede observar que en promedio durante el trayecto la potencia absorbida por el sistema cae a la mitad de la potencia que se absorbió en el momento de aplicación inicial, lo cual es de esperarse debido a que el aumento de la temperatura en el sistema disminuye su eficiencia.

Las transferencias de carga dinámicas, durante el frenado se calculan como:

$$W_f = W_{fs} + W_d = 1271 \text{ N} \uparrow$$

$$W_r = W_{rs} - W_d = |-133| = 133 \text{ N} \downarrow \text{Deslizamiento}$$

Donde W_d es la transferencia de carga dinámica calculada por la ecuación 22.

$$W_d = \left(h/L\right) \cdot (W/g) \cdot D_x = 603,4 \text{ N}$$

Se observa que existe un aumento significativo en la carga sobre el tren delantero al momento de frenar, correspondiente a un 90% respecto a la carga estática y la carga sobre el tren trasero cambia de sentido, esto se puede traducir para el presente caso en que el vehículo pierde contacto con el suelo y se produce deslizamiento. Las fuerzas máximas de frenado se calculan según las ecuaciones 23 y 24 como:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = 0,9 * 1271 = 1144 \text{ N} \rightarrow$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = 0,9 * 133 = 119,7 \text{ N} \leftarrow$$

Se observa que por el cambio de sentido en la carga trasera, se produce un cambio de sentido en la fuerza máxima sobre el tren trasero del vehículo que según se puede analizar es perjudicial en la eficiencia del sistema de frenado, ya que no contribuye a detener el vehículo sino a que siga en movimiento y se produzca deslizamiento junto a un mayor tiempo de parada y distancia, sin embargo se debe analizar que el vehículo cuenta con frenos solo en la rueda trasera y que esto se puede evitar considerando la aplicación de frenos en las llantas delanteras o disminuyendo el potencial del sistema de frenos. También se puede observar que los resultados son acordes al diseño de frenos del vehículo que para el caso se diseñó para una velocidad de 25 km/h , la cual es mayor a la establecida para el análisis.

Debe recordarse también que los resultados se ven influenciados por la presión de los neumáticos, la temperatura y los demás factores asociados; entonces si se varía la presión de la llanta la eficiencia de los frenos por ejemplo puede mejorar o empeorar, estos cálculos y experimentos van más allá de los alcances definidos en los objetivos de este documento. En general una medida comparativa del sistema de frenado real contra el diseñado según la SAE, para una desaceleración actuante en g 's es:

$$\eta_b = \frac{D_{act}}{\mu_p} = \frac{10,71/9,81}{0,9} = 1,21$$

Esta medida representa un diseño con un 21% por encima de la capacidad que el VTH necesita realmente bajo las condiciones de prueba descritas; por tener el vehículo un sistema de frenado solo en la llanta trasera (al momento de diseñar se diseña para ambas llantas), este valor representa un criterio perjudicial ya que genera deslizamiento en el vehículo.

6.2.3. Resistencia a la rodadura

Para terreno urbano en la ciudad de Montería se encuentran dos tipos de suelos, el de cemento para el cual corresponde un valor de 0,0125 y el de carretera asfaltada con un valor máximo de 0,03. Para el terreno rural se encuentra que el valor corresponde a un suelo de terreno natural duro con un valor de 0,08 y también terreno de consistencia media (barro) con un valor de 0,11. Con esto establecido se calculan las diferentes resistencias a la rodadura.

Para el terreno urbano de cemento según la ecuación 25, tenemos:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r \cdot W = 0,0125 * 1138 \text{ N} = 14,2 \text{ N}$$

Para el terreno urbano de asfalto el valor es:

$$R_x = f_r \cdot W = 0,03 * 1138 \text{ N} = 34,1 \text{ N}$$

Para terreno rural natural duro:

$$R_x = f_r \cdot W = 0,08 * 1138 \text{ N} = 91,1 \text{ N}$$

Para terreno rural de consistencia media:

$$R_x = f_r \cdot W = 0,11 * 1138 \text{ N} = 125,2 \text{ N}$$

Se puede verificar aquí que en terreno rural se presentan las mayores resistencias a la rodadura y que existe una amplia diferencia con respecto a los encontrados en el terreno urbano equivalente esto a una resistencia aproximadamente ocho veces menor a la máxima encontrada en terreno rural.

La fuerza aerodinámica según la SAE, está estipulada en 0,03g con un equivalente a 34,14 N; esto para un vehículo auto-propulsado, sólo para este análisis del VTH se asumirá un valor el 50% del total de esta fuerza estipulada. Así la resistencia total según la ecuación 26 es:

$$R_{RL} = f_r \cdot W + aerodinámica + W \sin \theta$$

$$R_{RL} = 34,1 + 17,1 + 1138 \sin 5^\circ$$

$$R_{RL} = 150,4 \text{ N}$$

Al comparar las fuerzas de tracción contra las de resistencia a la rodadura se observa que las de tracción siempre están por encima de estas, incluso en el supuesto de que el vehículo esté sometido a las resistencias máximas; por lo tanto se puede decir que bajo las condiciones de conducción descritas en el municipio de Montería, el VTH siempre tendrá soporte de tracción por encima de las resistencias, el VTH no “patinara” en una condición máxima.

6.2.4. Capacidad de aceleración lateral

De la prueba realizada para medir esta capacidad del vehículo, se determinaron los datos del tiempo y radio de giro, los cuales son usados en la ecuación 45 entregada por (Aguilar, 2003) con la cual se calculó la aceleración lateral máxima que puede alcanzar el vehículo como:

$$A_y = g = \frac{1.225R}{T^2} \quad (45)$$

Donde:

R = Radio de giro en pies

T = Tiempo en segundos necesario para completar un giro de 360 grados.

Ahora para el caso, se tiene que el tiempo medido en la prueba para completar un giro de 360° en un círculo de radio $2,5\text{ m}$ ($8,2\text{ pies}$) es de $4,37\text{ s}$; con lo que se calcula que la aceleración lateral máxima que adquiere el vehículo antes de perder la estabilidad y bajo las condiciones establecidas en la prueba es de $A_y = 0,526\text{ g}$.

Análisis dinámico de la estabilidad lateral

Se calcula la aceleración lateral mediante la ecuación 31 como:

$$a_y = \frac{V^2}{R} = 12,3457 \frac{m}{s^2} = 1,26\text{ g}$$

Resultado que difiere del establecido experimentalmente ($0,526\text{ g}$), pero de donde se puede analizar que no es posible que el vehículo pueda alcanzar los 20 km/h en un giro de un radio de $2,5\text{ m}$ sin perder la estabilidad. El gradiente de carga se calcula por medio de la ecuación 32 y la transferencia de carga lateral total (LLT) mediante la ecuación 33, como:

$$\Delta W = \frac{W A_y h}{t} = 994,9\text{ N}$$

$$LLT = A_y h / t = 0,8743\text{ g}$$

De estos resultados se observa, que puede existir una transferencia de carga máxima, sobre el tren lateral del vehículo que está dentro de una curva y es equivalente a un $87,43\%$ del total del peso del vehículo que actúa en su centro de gravedad, este valor corresponde a $994,9\text{ N}$. Esta transferencia máxima es muy elevada, lo cual afecta la estabilidad del VTH, ya que como se demostró experimentalmente el vehículo tiende a volcarse sin ni siquiera alcanzar la máxima transferencia o aceleración lateral que debería alcanzar, para el radio establecido

y en cuyo valor es donde debería empezar a perder estabilidad. Para el análisis, se supone que el VTH es usado bajo estas condiciones, pero con la configuración de posición rural, entonces la mayor altura del CG , ocasionaría la pérdida de estabilidad al alcanzar una aceleración lateral menor a la encontrada en la prueba experimental, debido a que se elevaría la transferencia de carga lateral en un 31,25%. Es importante mencionar que esta carga puede convertirse en una crítica, para este VTH no fue el caso, sin embargo se aclara.

6.2.5. Estabilidad del vehículo

El valor asociado a la fuerza lateral en la rueda trasera está dado por la ecuación 46:

$$F_{yr} = M \cdot b/L \cdot (V^2/R) \quad (46)$$

$$F_{yr} = ((116 \text{ kg} \times 0,4132 \text{ m})/1 \text{ m}) * \left(\left(5,5556 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 / 2,5 \text{ m} \right)$$

$$F_{yr} = 591,75 \text{ N}$$

Con esto la fuerza lateral para la rueda delantera es:

$$F_{yf} = (116 \times 5,5556^2/2,5) - 591,75 \text{ N}$$

$$F_{yf} = 840,37 \text{ N}$$

Para $F_{yf} = 840,37 \text{ N} = 189 \text{ lb}$; $F_{yr} = 591,75 \text{ N} = 133 \text{ lb}$

Los ángulos de deslizamiento para cada rueda obtenidos son:

$$\alpha_f = 21,74^\circ$$

$$\alpha_r = 15,31^\circ$$

La constante de rigidez en las curvas para cada rueda se calcula mediante la ecuación 47.

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (47)$$

De aquí

$$C_F = F_{yf} / \alpha_f = 38,6554 \left(\frac{N}{deg.} \right)$$

$$C_R = F_{yr} / \alpha_r = 38,6512 \left(\frac{N}{deg.} \right)$$

Ahora con estos resultados calculamos el gradiente de subdirección según la ecuación 29.

$$SM = -\frac{1}{L} \left(\frac{bC_F - cC_R}{C_F + C_R} \right) = 0^+$$

La distribución de cargas sobre el vehículo, está establecidas por la SAE mediante las ecuaciones 48 y 49.

$$W_f = \frac{\alpha_f (C_F * g * R)}{V^2} = 667,75 \text{ N} \quad (48)$$

$$W_r = \frac{\alpha_r (C_R * g * R)}{V^2} = 470,20 \text{ N} \quad (49)$$

Se puede verificar que estas cargas son muy aproximadas a las cargas estáticas establecidas anteriormente y que corresponden a la distribución real del peso en el vehículo en una curva bajo las condiciones establecidas. Así entonces se calcula el gradiente de subdirección como:

$$K = \frac{W_f}{C_F} - \frac{W_r}{C_R} = 5,1^\circ / g$$

Se observa que el margen estático es cero pero tiende a ser positivo, por lo cual se considera que el VTH, tiene un comportamiento neutro en una curva con una medida de 2,5 m y a una velocidad máxima de 20 km/h. En general puede decir que el vehículo tiene un comportamiento levemente subvirante en una curva bajo estas condiciones. Es importante mencionar que estas ecuaciones no describen el comportamiento completamente real del vehículo, pero si marcan una idea generalizada de su estabilidad.

El gradiente de subdirección positivo nos indica que el vehículo tiende a aumentar el ángulo de deslizamiento a medida que aumenta la aceleración lateral en una curva, es decir el vehículo tiende a salirse de la curva marcando un comportamiento levemente subvirador, pero en general manteniéndose neutral bajo las condiciones establecidas. Una ventaja de un vehículo subvirante es que no se presenta una inestabilidad crítica en una curva, pero a medida que esta se tome a una mayor velocidad, el ángulo necesario para tomarla crece al doble del ángulo generado por el sistema de Ackerman, esto se da a una velocidad denominada como velocidad característica dada por la ecuación 50.

$$V_{char} = \sqrt{\frac{57,3 * L * g}{K}} = 10,5 \text{ m/s} \quad (50)$$

Se puede decir que la velocidad en la cual el vehículo presenta un comportamiento netamente subvirante es prácticamente el doble que la velocidad de diseño, por lo que no representa un problema en particular tomar curva a la velocidad máxima establecida.

Sin embargo esta velocidad no se puede tomar como precedente de la velocidad de vuelco y al tratar de tomar una curva de radio igual a 2,5 m; se necesita analizar el valor de esta velocidad de vuelco.

6.2.6. Prueba de vuelco

De esta prueba se obtuvo un tiempo y una distancia que determinan la velocidad a la cual el vehículo se vuelca tomando una curva de radio 2,5 m. Este tiempo en promedio tomó un valor de 9,23 s y la distancia desde donde el vehículo parte de reposo hasta la entrada tangente a la curva fue de 20 m. La evidencia de esta prueba se registra en la figura 80.



Figura 80. Prueba de vuelco. Evidencias de la pista utilizada para en la prueba e imagen de la volcadura **Fuente:** Elaboración propia.

Análisis dinámico de la prueba de vuelco

Para volcarse por completo se necesita que el vehículo sobrepase una velocidad de vuelco que se establece según (Martínez & Molina, 2013) por la ecuación 51.

$$V_v = \sqrt{g \times R \left(\frac{t}{2h} \right)} = 4,2 \frac{m}{s} = 15,1 \text{ km/h} \quad (51)$$

Como se observa teóricamente se necesita una velocidad menor a 20 km/h, para que el vehículo pierda por completo su estabilidad en un radio de 2,5 m. Para complementar la SAE brinda la ecuación 52, para calcular el ángulo de vuelco de una suspensión rígida como:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{2 \times h}{t} \right) \quad (52)$$

De donde se obtiene que el ángulo de vuelco que debe sobrepasar el vehículo para volcarse es de $54,22^\circ$. Así finalmente se establece que si se toma una curva de radio $2,5\text{ m}$ a una velocidad mayor a $4,2\text{ m/s}$ ($15,1\text{ km/h}$) y se sobrepasa de costado un ángulo de $54,22^\circ$ existe una alta probabilidad de vuelco para el vehículo. En la práctica la velocidad calculada es de $4,33\text{ m/s}$ ($15,6\text{ km/h}$), el cual es un valor relativamente cercano al establecido teóricamente en el análisis dinámico, aunque por encima de este, presentando un error del 3%, respecto a la velocidad teórica de vuelco.

Como se ve desde la aceleración lateral ideal y experimental, su análisis concuerda con la velocidad de vuelco establecida en el análisis dinámico, que también determinó que el vehículo no podría alcanzar los 20 km/h antes de volcarse. Sin embargo el análisis dinámico es una aproximación al comportamiento del vehículo en la realidad, por lo cual, los cálculos realizados con la aceleración lateral teórica adquieren un factor de seguridad que determina mejores condiciones de diseño para el vehículo. Respecto al resultado neto de la aceleración lateral establecida se puede decir que es un resultado muy respetable para el VTH, sobre todo teniendo en cuenta que es un vehículo de tres llantas y propulsado por la fuerza humana.

6.2.7. Capacidad de maniobrabilidad

Es muy difícil medir esta capacidad ya que no solo depende del vehículo sino de las habilidades del conductor, el sistema de dirección y el sistema de frenos. Sin embargo en la prueba realizada (figura 81) y bajo las condiciones establecidas se pudo determinar una velocidad de entrada a la cual el vehículo responde de manera positiva a la maniobra realizada

de cambio de carril y el resultado fue una velocidad inicial de $V_i(\text{maniobra}) = 5 \frac{m}{s} = 18 \frac{km}{h}$.

A una velocidad mayor, no fue posible realizar la maniobra sin derribar ningún cono.



Figura 81. Pista de la prueba de maniobrabilidad. Evidencias de la pista utilizada en la prueba de maniobrabilidad **Fuente:** Elaboración propia.

6.2.8. Capacidad de control direccional (Manejabilidad)

El sistema de Ackerman se diseña para que el vehículo responda de manera adecuada en la curva de menor radio de giro, para el caso una curva de radio igual a $2,5 \text{ m}$. Sin embargo las labores de construcción no son 100% exactas, por lo que en la realidad y para cualquier vehículo es necesario hacer una corrección en el ángulo del volante, para el caso en el ángulo del manubrio, con tal de que el vehículo responda a una trayectoria circular constante.

En la prueba se tomaron fotos de evidencias de esta corrección y los ángulos se determinaron con mucha precisión mediante el software SolidWorks® Premium 2016.

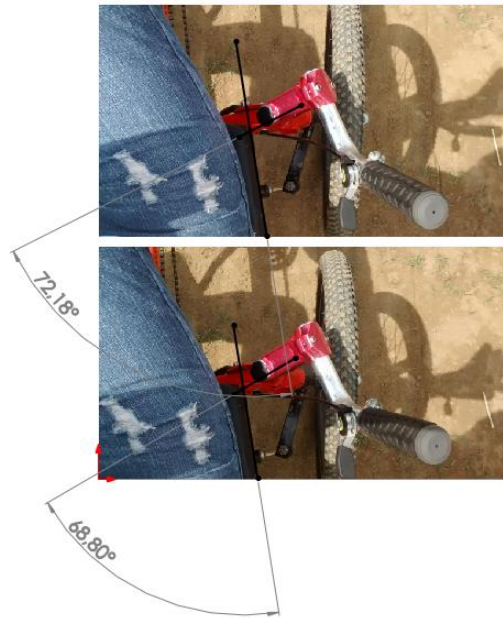


Figura 82. Determinación de los ángulos de corrección direccional. Se muestran los valores de los ángulos necesarios para tomar una trayectoria continua circular de 2,5 m

Fuente: Elaboración propia.

De la figura 82, se puede determinar el ángulo de corrección necesario para mantener una trayectoria completamente circular en una curva de radio 2,5 m, mediante la diferencia entre los ángulos establecidos, es decir el ángulo de corrección estaría dado por:

$$\gamma_c = 72,18^\circ - 68,80^\circ = 3,38^\circ$$

El cual es una valor aceptable ya que es un ángulo pequeño, entre menor sea este ángulo menor es el error presentado en la construcción del mecanismo de Ackerman.

6.2.9. Prueba de choque contra resalto

De esta prueba realizada a la velocidad calculada de aproximadamente 20 km/h , no se registraron deformaciones a escala milimétrica, en la toma de medidas del chasis con respecto a las tomada antes de realizada la prueba. Se evidencia en la figura 83.



Figura 83 Prueba de choque contra el resalto. Evidencia fotográfica de la estructura para la prueba realizada **Fuente:** Elaboración propia.

7. CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un VTH todoterreno, plegable, sostenible, estable, seguro, ergonómico para un amplio rango de personas y apropiado como alternativa de transporte. Su diseño es muy detallado, por lo que se logró la facilidad de fabricación, ensamble, mantenimiento, desmontaje, disminución de tiempo y costos.

Gracias a sus características implementadas, pudo adaptarse y transitar por los terrenos de la ciudad, acceder a toda la red de ciclovías, realizar diferentes escenarios de movilidad estipulados, mejorar el rendimiento de los neumáticos, contar con una transmisión robusta,

tener una estructura rígida a pesar de incorporar los puntos articulados. También se logró implementar en el diseño características que generaron una buena capacidad de maniobrabilidad y autoalineación, lo que se traduce en un mayor control.

El software CAD facilitó el diseño más detallado, lo que permitió identificar, optimizar, adaptar y simular con diferentes medidas o propiedades importantes como el peso, los espesores, el centro de gravedad e incluso los esfuerzos máximos generados en las tuberías, donde se evidencian en el tren delantero los más significativos; también permitió garantizar los ángulos y disposiciones espaciales dadas en la ergonomía o la geometría de la dirección.

Para el chasis solo se utilizaron tres elementos estructurales, se usaron principalmente partes comerciales en la dirección y ejes, ya que se encontró que localmente su costo es inferior al de su manufactura, también se seleccionaron por primera vez polímeros en la estructura de un VTH de la Universidad de Córdoba.

Se pudo realizar una construcción rápida y precisa, en donde no se presentó la necesidad de realizar cambios sustanciales en el diseño mismo, que originarán repercusiones notables de tiempo y costo; también influyó positivamente la utilización de solo nueve procesos de manufactura, los cuales no necesitan herramientas especializadas o complejas.

La evaluación del vehículo fue positiva, el plegado genera una disminución en el volumen del 60%, sin embargo presenta dificultades para una parte de los usuarios, ya que la posición que se adopta al realizar las modificaciones o el tiempo pueden ser relativamente incómodos.

La máxima velocidad promedio fue de 17 *km/h* y la máxima alcanzada de 38 *km/h*, el ritmo de un usuario promedio decae reducidamente a los 4 *km* de recorrido. En terreno rural

el vehículo respondió positivamente a las necesidades, se observó un desgaste por encima de lo normal en músculos de piernas y brazos, debido a las vibraciones; la velocidad promedio de conducción encontrada fue de 8 km/h .

Las variables dinámicas aproximadas para la combinación VTH-usuario promedio, se determinaron como una aceleración de $1,9 \text{ m/s}^2$, con la que se alcanzó una velocidad de 20 km/h en $2,92 \text{ s}$ y $8,1 \text{ m}$; una eficiencia del 65% para la fuerza de tracción disponible en terreno urbano y la utilización del 29,7% en la aceleración derivada de esta fuerza; una eficiencia de la fuerza de tracción para terreno rural del 70,5%, debido al aumento en la altura del CG y una disponibilidad de 30% en la fuerza de tracción respecto a la resistencia total, calculada en el supuesto de las condiciones máximas para terreno urbano.

En frenado se presentó un tiempo de parada de $0,52 \text{ s}$ y una distancia de $1,44 \text{ m}$, la energía absorbida es de $1,79 \text{ kJ}$, la potencia inicial disipada de $6,9 \text{ kW}$ y la potencia promedio disipada de $3,45 \text{ kW}$; la transferencia de carga por frenado indican un deslizamiento en la rueda trasera; el diseño del freno se estima en un 21% por encima del óptimo para el VTH según las ecuaciones de la SAE; se calculó una resistencia total de 155 N incluyendo la producida por la aerodinámica y la inclinación.

La aceleración lateral alcanza un valor del 41,7% del teórico; se produce un aumento en la transferencia de carga del 2,1% por cada centímetro que aumente el CG . El VTH presenta un comportamiento neutral hasta los 20 km/h , al sobrepasar esta velocidad presentará un comportamiento subvirante; la velocidad de vuelco es de $15,1 \text{ km/h}$ y el ángulo de vuelco es de $54,22^\circ$. La velocidad máxima para realizar maniobras es de 18 km/h .

8. RECOMENDACIONES

- Utilizar una variedad más amplia de diferentes perfiles para optimizar el peso. Realizar un análisis más detallado, con un estudio estadístico para caracterizar de manera más precisa las capacidades del VTH, normalizando las pruebas para los análisis en congruencia a las características de un VTH y realizarlas para velocidades mayores a la de diseño.
- Mejorar el sistema de plegado del VTH, haciéndolo más didáctico y facilitando el uso por usuarios del común, “a prueba de tontos”. Se pueden cambiar los pernos de acople por pines de presión. Adaptar la distancia del plato para aumentar el rango de estaturas y comodidad de los usuarios.
- Diseñar y calcular el sistema de suspensión, ya que con este lograría una reducción muy significativa en las cargas aplicadas en la estructura, ayudando en optimización del peso y espacio.
- Diseñar un VTH con una distribución completamente neutral en el centro de gravedad, con el fin de mejorar la capacidad de estabilidad en curvas y diseñar un sistema de frenado uniforme en las tres ruedas y mejorar la eficiencia de la tracción de acuerdo a la geometría del vehículo.

9. BIBLIOGRAFÍA

- Agudelo, H. & Violet, M. (2015). "*Diseño y Construcción de un Vehículo de Tracción Humana (VTH) Bajo la Implementación de la Metodología del Diseño para la Manufactura y Ensamble (DFMA) como Alternativa de Transporte Sostenible para la Ciudad de Montería*". Montería: Universidad de Córdoba.
- Aguilar, A. (2003). "*Diseño de la Suspensión y Dirección de un Carro Todo Terreno Tipo SAE Mini Baja*" (Maestría). México, D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- Agustí, J. & Bejarano, N. (2015). "*Disseny del Sistema de Suspensió d'un Monoplça de Fórmula Student*". Barcelona.
- Alcaldia de Montería. (2015). "*Información general de Montería*". Retrieved February 05, 2016, from Alcaldía del municipio.
- Araya, R. (2006). "*Desarrollo de Modelos Terramecánicos para Aplicación en Diseño de Suspensiones de Vehículos Todo Terreno*". Sartenejas: Universidad Simón Bolívar.
- Ariza, A., Rangel, R., Cuevas, A., Chavarro, H., Terán, C., & Pajaro, D. et al. (2014). "*Vehículo De Tracción Humana*". Barranquilla: Universidad del Atlántico.
- ASME, 2016. Rules for the 2016 Human Powered Vehicle Challenge, September 20, 2015 Rev. 1.
- Budynas, R.G. & Nisbett, J.K., 2012. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* 9th ed.
- Buitrago, E., 2011. "*Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaça tipo formula SENA*". Medellín: Universidad Nacional de Colombia.
- Capuz, Salvador. *Introducción al proyecto de producción*. México: Alfaomega, 2001. p. 190-216.
- COLMENA, 2005. Perfil Estructural Tubular Negro y Galvanizado. , p.3-4.
- Eland, P., 2002. Peter Eland's site: Ackermann steering spreadsheet. Available at: http://www.eland.org.uk/steer_intro.html [Accessed October 27, 2015].
- El espectador,. (2014). "*Montería ganó premio como la 'Ciudad Sostenible del Planeta'*". Retrieved from <http://www.elspectador.com/noticias/medio-ambiente/monteria-gano-premio-ciudad-sostenible-del-planeta-articulo-483480>
- Federal Aviation Administration, "*Anthropometry and Biomechanics*", Human Factors Design Standards (2003, Amended Oct. 2009), pp.14-1-14-27.
- Gillespie, T. D. *Fundamentals Of Vehicle Dynamics*. 1st ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers (SAE), 1992. Print.

- Hernández, I., Jiménez, O., & Vázquez, C. (2013). "*OPTIMUSBIKE la Bicicleta Plegable*". México D.F.: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Horwitz, R. (2010). "*The Recumbent Trike Design Primer*". Hell-Bent Cycles Works.
- Huston, Ronald L., 2009. *Principles of Biomechanics*. CRC Press, pp. 371e372.
- Knaus, B., Basmadjian, P., & Supat, N. (2010). "*ASME Human Powered Vehicle*". San Luis Obispo: California Polytechnic State University.
- Martínez, C. & Molina, E. (2013). "*Evaluación del Comportamiento Dinámico de Vehículo Biplaza*". México, D.F.: Instituto Politécnico Nacional.
- Mateus, M. & Pérez, O. (2009). "*Diseño de un Vehículo Prototipo Formula SAE Y Creación de una Guía Metodológica para el Diseño de Vehículos de Carreras*". Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander.
- MecanicaVirtual.org. (2014). "*Dirección, geometría y alineación*". Aficionadosalamecanica.net. Retrieved 30 October 2016, from <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>
- Milliken, Douglas L and William F Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1st ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers (SAE), 1995. Print.
- Montería Sostenible. (2015). *Los beneficios de los modos no motorizados para la salud*. Retrieved from <https://www.youtube.com/watch?v=jEF9kcDLUzM>
- Pardo, Carlos Felipe and Alfonso Sanz. *Guía De Ciclo-Infraestructura Para Ciudades Colombianas*. 1st ed. Bogotá: Ministerio de Transporte de Colombia, 2016. Print.
- Pashley, Tony. *How To Build Motorcycle-Engined Racing Cars*. 1st ed. Dorchester: Veloce, 2008. Print.
- Patiño, F. (2012). "*Diseño y Construcción de un Vehículo de Tracción Humana para la Competencia UNIANDÉS 2011*". Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana.
- Pauta, P. & Villacís, J. (2012). "*Diseño y Construcción de un Vehículo Biplaza de Estructura Tubular con Motor Monocilíndrico Yamaha YFM 200*". Cuenca: Universidad del Azuay.
- Pérez, J. (2011). "*Procedimiento para el Diseño de Vehículo Categoría Mini Baja-SAE*". Barquisimeto: Universidad Nacional Experimental Politécnica Antonio José de Sucre.
- Pérez, M. (2011). "*Desarrollo de nuevas metodologías de inspección del sistema de dirección de vehículos mediante placa alineadora*" (Doctorado). Universidad Carlos III de Madrid.
- Plan de Desarrollo 2012-2015. Alcaldía de Montería. N.p., 2012. Web. 23 Jan. 2017.

- Plan de Ordenamiento Territorial. (POT, 2002- 2015). *Política de conectividad del territorio en el área rural*. Retrieved February 05, 2016, from http://cdim.esap.edu.co/BancoConocimiento/M/monteria_cordoba_pot_2002-2015/monteria_cordoba_pot_2002-2015.asp
- Plan Maestro de Cambio Climático. (PMCC, 2011). *Retos y acciones del plan maestro de cambio climático para Montería*. Retrieved February 05, 2016, from https://www.minambiente.gov.co/images/cambioclimatico/pdf/nodo_caribe/Plan_Maestro_de_Cambio_Clim%C3%A1tico_-_Monter%C3%ADa_Ciudad_Verde_2019.pdf
- Plegabike Bicicletas, 2013. Bicicletas Reclinadas, Recumbent Bikes. Available at: <http://www.plegabike.com/cast/teq-bicicletas-reclinadas.html> [Accessed February 23, 2015].
- QuimiNet.com, 2016. "*Propiedades Del Polipropileno / Quiminet.Com*". Marketizer.com,. N.p., 2017. Web. 23 Jan. 2017.
- Reimpell, Jörnsten, Helmut Stoll, & Jürgen W Betzler. *The Automotive Chassis*. 1st ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. Print.
- Secretaria de Tránsito y Transporte Municipal, 2014. "Montrans LTDA". Transitomonteria.co. N.p., 2017. Web. 23 Jan. 2017.
- Smith, J. et al., 2010. "*2010 Human Powered Vehicle*". University of Central Florida.
- Theander, A. (2004). "*Design of a Suspension for a Formula Student Race Car*". Aeronautical and Vehicle Engineering Royal Institute of Technology, (1651-7660).
- Trucos&M. (2016). "*Cómo elegir la espuma para colchones, almohadas, cojines*". [trucosymanualidades.com](http://www.trucosymanualidades.com). Retrieved 5 November 2016, from <http://www.trucosymanualidades.com/como-elegir-la-espuma-para-colchones-almohadas-cojines-y-muebles-tapizados-manualidades-materiales/>
- Valencia, J. & Duarte, A. (2011). "*Estudio y Diseño de la Transmisión y Sistema de Suspensión de un Monoplaza para la Fórmula SENA*". Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander.
- Velasco, E., Oliva, M., & Sánchez, M. (2013). "*Vehículos: el Sistema de Dirección*".

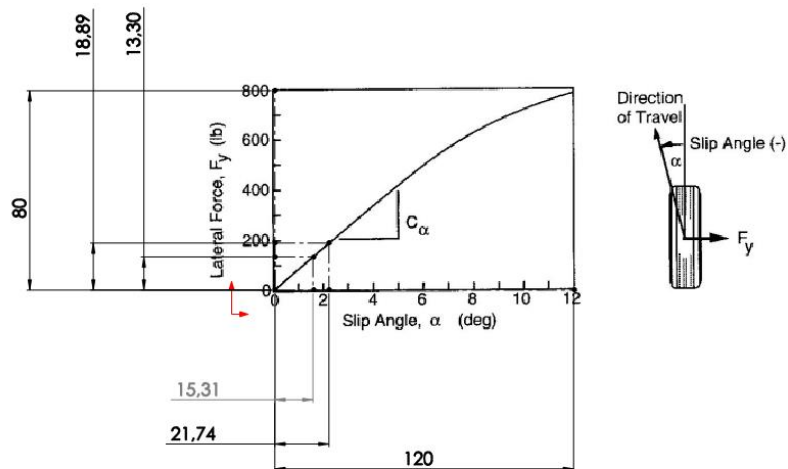
10. ANEXOS

Superficie	Valor pico μ_p	Valor de deslizamiento μ_s
Asfalto y cemento (seco)	0,8-0,9	0,75
Asfalto húmedo	0,5-0,7	0,45-0,6
Cemento húmedo	0,8	0,7
Gravilla	0,6	0,55
Carretera de tierra seca	0,68	0,65
Carretera de tierra húmeda	0,55	0,4-0,5
Nieve pisada	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

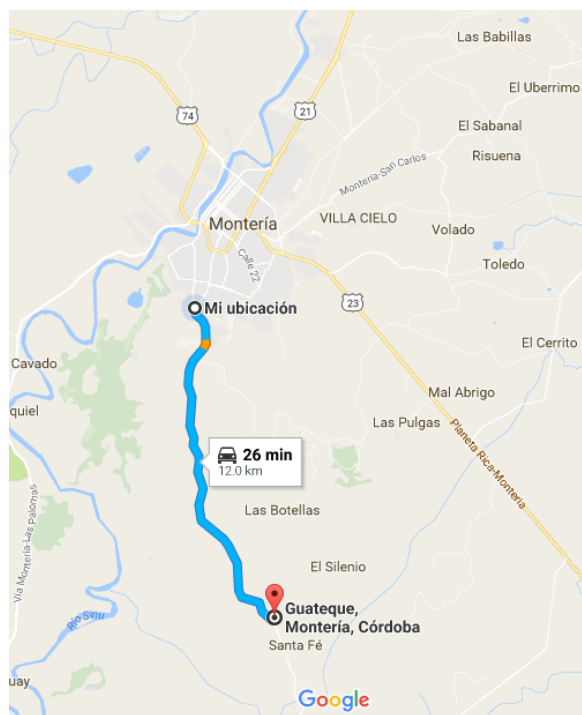
Anexo 1. Coeficientes de fricción **Fuente:** Mateus & Pérez, 2009.

Naturaleza del suelo	Coefficiente de rodadura (μ_r)
Cemento	0,0125
Empedrado seco	0,015
Carretera asfaltada	0,02 – 0,03
Terreno natural duro	0,08
Terreno de consistencia media	0,11
Terreno arenoso	0,15 – 0,30

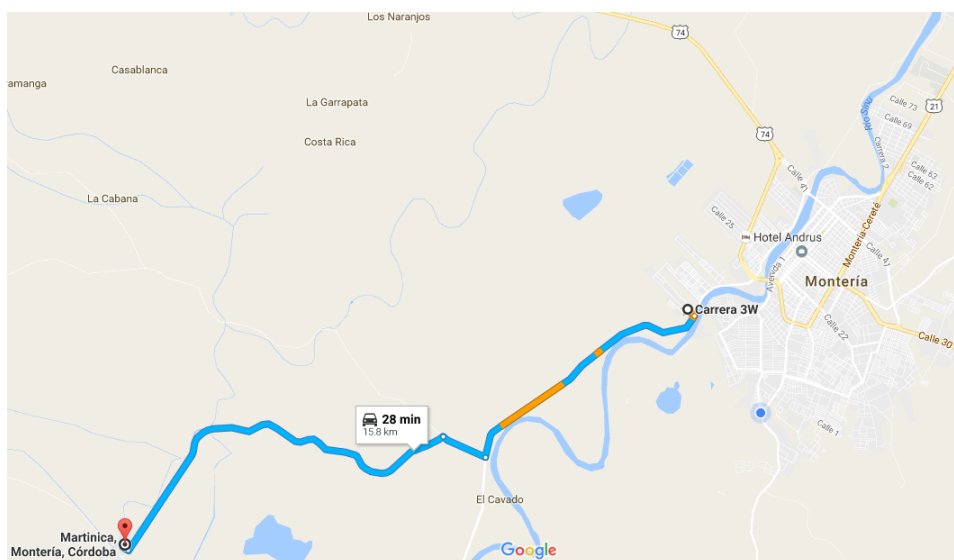
Anexo 2. Valores de coeficientes de rodadura. Seleccionados según naturaleza de suelo
Fuente: Pauta & Villacís, 2012.



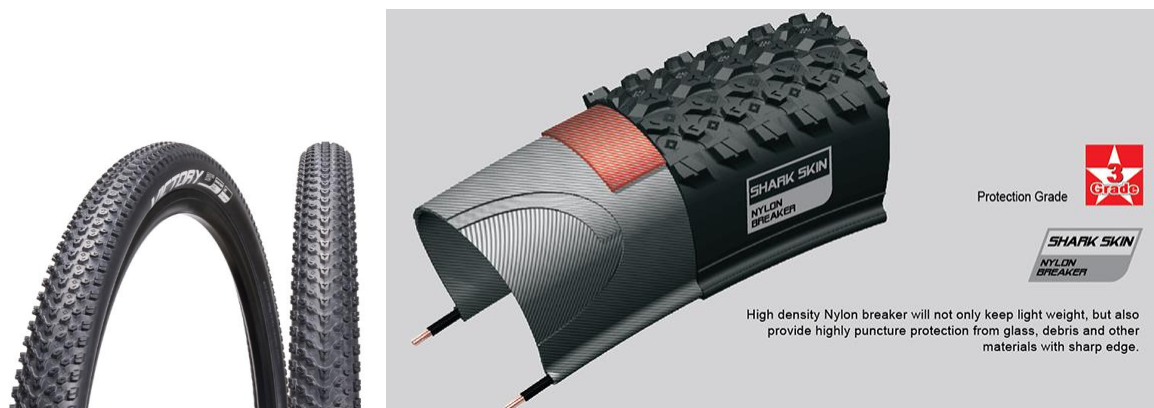
Anexo 3. Selección de ángulos de deslizamiento SAE. Realizada mediante el software SolidWorks® Premium 2016, para la rueda delantera y trasera
Fuente: Elaboración propia.



Anexo 4. Recorrido zona rural (1). Montería -Guateque, 12 *km* desde la zona urbana
Fuente: Elaboración propia.



Anexo 5. Recorrido zona rural (2). Montería -Martinica, 15,8 *km* desde la zona urbana
Fuente: Elaboración propia.



Anexo 6. Neumáticos Victory y su tecnología antipinchazos. Denominada Shark Skin, protección grado 3 **Fuente:** chaoyangtire, 2016.



Anexo 7. Imagen de diferentes densidades en TPI. Densidad en hilos por pulgadas **Fuente:** Chaoyangtire, 2016.

ANEXO 8. EVIDENCIAS DE RECORRIDOS

La mayoría de VTH's fueron diseñados pensando que su uso principal era para competición, conducción en caminos pavimentados o por lo menos una superficie regular.

Se realizaron recorridos en la zona rural y urbana de la ciudad de Montería, con el fin de determinar los requerimientos propios de los terrenos, reflejándose principalmente en terreno rural la necesidad de transitar por lugares donde no hay caminos y los que se encuentran, presentan un gran deterioro como para poder ser transitados por un VTH urbano o de competencia.

Recorridos zona rural: El primero inició en el límite de la zona urbana y terminó en el corregimiento de Guateque; contempló una distancia de **12 km**, como se evidencia en el anexo 4. El segundo inició en el límite zona urbana y terminó en el corregimiento de Martinica, contempló una distancia de **15,8 km**, como se evidencia en el anexo 5. En la figura A1, se muestran las evidencias fotográficas del estado de las vías hacia estos corregimientos.



Figura A1. Fotografías del estado de las vías. Se evidencian piedras, charcos de agua y barro en 90% de los tramos, terreno arcilloso y ondulaciones **Fuente:** Elaboración propia



Figura A2. Medidas de irregularidades relevantes. Evidencias de la toma de mediciones con tamaño crítico **Fuente:** Elaboración propia

En la figura A2 se observa cómo se realizó la toma de las medidas correspondientes a irregularidades críticas con respecto a su profundidad, su ancho y su largo.

	Profundidad (m)	Ancho (m)	Largo (m)
Medicion 1	0,27	1,66	2,60
Medicion 2	0,22	2,60	3,00
Medicion 3	0,18	3,00	1,65

Tabla A1. Medidas de irregularidades rurales encontradas **Fuente:** Elaboración propia

Luego de tomar las medidas de las irregularidades críticas como la profundidad, el ancho y el largo; los mayores valores obtenidos se muestran en la tabla A1. Con estos valores se le imprimen características propias al VTH, para terreno rural.

Recorrido zona urbana:



Figura A3. Ancho de ciclovía y altura máxima de resalto **Fuente:** Elaboración propia

En la zona urbana, se encontró que las medidas relevantes corresponden al ancho de vía y la altura de los resaltos, como se observa en la figura A3, cuyas medidas están en metros. Luego con todas estas medidas y especificaciones se determinaron las características y parámetros del VTH y con las cuales se realizó el diseño, posteriormente se construyó. Para el caso del terreno urbano, las medidas críticas corresponden a las mostradas en la tabla A2.

Mediciones relevantes para la zona urbana (m)

Ancho de la vía mínimo	0,74
Altura de resalto máxima	0,11

Tabla A2. Medidas de irregularidades urbanas encontradas **Fuente:** Elaboración propia